

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Manipulační zařízení

Handling Equipment

Student:

Bc. Pavel Valouch

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student:	Bc. Pavel Valouch
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace:	20 Výrobní stroje a zařízení
Téma:	Manipulační zařízení Handling Equipment

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh manipulačního zařízení pro mezioperační manipulaci s různými typy profilů. Manipulační zařízení bude odebírat profil z dané polohy, přemístí ho do jiné polohy a v podélné ose profilu ho silově zatlačí do operačního prostoru pomyslného výrobního stroje. Po provedení technologické operace ve výrobním stroji ho opět vyjme, naklopí (aby se z dutiny profilu odstranily případné třísky a špony po technologické operaci ve výrobním stroji) a odloží ho do dané polohy, nebo otočí o 180° a zatlačí zpět do operačního prostoru výrobního stroje.

Výchozí parametry:

Délka podávaných profilů	1 až 3 m	
Rozměry podávaných profilů	průměr čtverec) obdelník)	Ø 30 až 60 mm 30x30 až 60x60 mm
výška osy pracovního prostoru výrobního stroje nad úroveň podlahy		1000mm
zakládací síla do prostoru výrobního stroje		300 N
půdorysná vzdálenost osy odebírání a osy pracovního prostoru výrobního stroje		800mm
půdorysná vzdálenost osy nakládání profilu a osy pracovního prostoru výrobního stroje		800mm
půdorysná vzdálenost osy odkládání a osy pracovního prostoru výrobního stroje		1600mm
výška osy profilu při odebírání, ukládání a odbavování nad úroveň podlahy		1000mm
takt výrobního stroje		20s

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení manipulačního zařízení,
- detailní konstrukční zpracování řešení pohyblivých i nepohyblivých částí manipulačního zařízení včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca 2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996, 32 s.
- [3] MARTÍNEK, P.: *Transportní zařízení.* Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3

- [4] POLÁK, J., PAVLISKA, J., SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [5] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [6] LENERT J.: *Pružnost a pevnost I. I. vyd.* - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. : il. ISBN 80-7078-392-3
- [7] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [8] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
- [9] Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18. 5. 2015



.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18. 5. 2015



.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Pavel Valouch

Adresa trvalého pobytu autora práce: Litovel – Nasobůrky 130, Chudobín, 783 21

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VALOUCH, P. *Manipulační zařízení: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 96 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem manipulačního zařízení. Zařízení odebírá trubky průměru od 30 mm do 60 mm a profil čtvercového či obdélníkového tvaru o rozměru od 40x40 mm do 60x60 mm a délek od 1 m do 3m. Následně je zakládá do pracovního stroje. Po vytažení z pracovního stroje profil nebo trubky vyčistí od výstřížků z pracovního stroje a předá na výstupní dopravník. Celé zařízení je řešeno jako jedna výrobně-manipulační buňka. Veškeré přenosy jsou řešeny pomocí pneumatických chapadel. Pracovní cyklus zařízení je plně automatický, pouze díky velké variabilitě délek jsou některé části zařízení manuálně přestavitelné na delší nebo kratší profil.

ANOTATION OF THESIS

VALOUCH, P. *Handling Equipment: Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2015 96 p. Thesis head: Kovář, L.

This thesis deals with the structural design of the handling equipment. The device draws the pipes of a diameter from 30 mm to 60 mm and a profile of a square or rectangular shape with dimensions of 40x40 mm to 60x60 mm and lengths from 1 m to 3 m. Subsequently, it places them in the working machine. After pulling them out of the working machine the profile or pipes are cleaned of cuttings from the working machine and the device passes them to the outlet conveyor. The entire device is designed as a single production and handling cell. All transfers are handled using pneumatic grippers. The duty cycle of the device is fully automated, and just because of the great variability of the lengths, some parts of the device are manually adjustable for longer or shorter profile.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	9
Úvod.....	17
1 Stručné zhodnocení stávající techniky	18
1.1 Vstupní materiál pro manipulaci.....	19
1.2 Manipulační zařízení automatické	20
1.2.1 TECHNOLIFT - manipulace profilů.....	20
1.2.2 Lineární polohovací manipulátory	21
1.2.3 Společnost HIWIN ovládá manipulátory	22
1.3 Manipulační zařízení ruční	22
1.4 Lineární vedení	23
1.4.1 Lineární vedení firmy Hiwin	23
1.4.2 Lineární vedení firmy Rexroth	23
1.4.3 Lineární vedení SKF.....	23
1.5 Kuličkové šrouby	24
1.5.1 Kuličkové šrouby firmy Hiwin.....	24
1.5.2 Kuličkové šrouby KSK.....	24
1.5.3 Kuličkové šrouby SKF	24
1.6 Kuličková pouzdra a vodící tyče	25
1.6.1 Kuličková pouzdra a vodící tyče firmy Matis	25
1.6.2 Kuličková pouzdra a vodící tyče firmy Hiwin	25
1.6.3 Kuličková pouzdra a vodící tyče firmy Rexroth	25
1.6.4 Kuličková pouzdra a vodící tyče firmy SKF	25
1.7 Pneumatická paralelní chapadla.....	26
1.8 Elektropohony.....	26
1.9 Početní a výpočtové vztahy	27
1.10 Katalogy a katalogové listy.....	28

1.11	Vyhodnocení nasbíraných informací	28
2	Návrh konstrukce zařízení.....	29
2.1	Požadavkový list	29
2.2	Hrubá stavební struktura	30
2.3	Výběr variant řešení	31
2.4	Prvotní návrh manipulačního zařízení	31
2.4.1	Blokové schéma zařízení	32
3	Koncepční návrh základací části manipulátoru.....	34
3.1	Základový rám	34
3.2	Pohyblivé lože.....	36
3.3	Otočné dvojchapadlo	39
3.3.1	Volba chapadla – pneumatické x hydraulické	41
3.4	Otočné chapadlo jednoduché	42
3.5	Výsledný konstrukční návrh jednotky zakládání do stroje	43
4	Koncepční návrh jednotky čištění profilu	44
4.1	Spodní rám	44
4.2	Horní naklápěcí rám.....	45
4.3	Výsledný konstrukční čistící jednotky.....	47
5	Přenášecí rameno	48
5.1	Rám přenášecího ramene	50
6	Základový rám manipulátoru	51
6.1	Manipulátor.....	52
7	Manipulační zařízení – celek	53
8	Výpočty	55
8.1	Výpočet uchopovací síly pro přenos profilu	55
8.2	Výpočet uchopovací síly pro vložení profilu do stroje.....	58
8.3	Výpočet maximální délky profilu pro uchopení dvěma chapadly:.....	59
8.4	Výpočet upínací síly chapadla v závislosti na velikosti a délce profilu	59

8.5	Výpočet velikosti pohonu pro otáčení profilu	60
8.6	Výpočet tlumiče rázu – tlumení koncových poloh přestavování pomocného chapadla	63
8.7	Výpočet velikosti servopohonu a kuličkového šroubu pro přesun suportu základací jednotky	64
8.8	Výpočet řemenového převodu servopohon-kuličkový šroub pro přesun profilu do pracovního stroje.....	67
8.9	Návrh zdvihu válce pro naklápění	70
8.9.1	Návrh velikosti a typu válce pro naklápění	71
8.9.2	Výpočet kinematických veličin v obecné poloze	73
8.9.3	Výpočet reakcí v bodě otáčení v obecné poloze	76
8.9.4	Kontrola čepů otáčení.....	78
8.10	Návrh velikosti pneumatického válce pro zvedání profilu	80
8.11	Výpočet velikosti lineárního vedení kolejnice – vozík.....	82
8.12	Výpočty společné pro celé manipulační zařízení	84
8.12.1	Výpočet spotřeby vzduchu	84
8.12.2	Výpočet strojního taktu	85
8.12.3	Výpočet okamžité spotřeby vzduchu.....	86
9	Závěr	87
10	Seznam použitých zdrojů	89
11	Seznam tabulek	92
12	Seznam obrázků	93
13	Seznam grafů.....	94
14	Seznam výkresové dokumentace	95
15	Seznam příloh.....	95

Seznam použitých značek a symbolů

CD	datový nosič, součást diplomové práce	
C_{dyn}	dynamická únosnost	[N]
D	průměr pístu	[mm]
ČSN EN	Česká státní norma	
E	modul pružnosti kuličkového šroubu	[MPa]
F_U	uchopovací síla	[N]
G	tíhová síla	[N]
G_{F1}	tíhová síla 1 m profilu 60x60x6 mm	[N]
G_{F2}	tíhová síla 3 m profilu 60x60x6 mm	[N]
G_{F3}	tíhová síla 1 m trubky \varnothing 60-4 mm	[N]
G_{F4}	tíhová síla 3 m trubky \varnothing 60-4 mm	[N]
G_{F4}	tíhová síla horního rámu	[N]
G_o	y-ová složka tíhové síla v obecné poloze	[N]
G_{os}	tíhová síla otáčených součástí	[N]
G_s	tíhová síla suportu	[N]
G_{r+p}	tíhová síla přenášečího ramene s profilem	[N]
F_d	dynamická síla působící na šroub	[N]
F_{ch}	upínací síla chapadla	[N]
F_{r+p}	y-ová složka síly válce	[N]
F_{sy}	y-ová složka síly válce	[N]
F_{sV}	výsledná síla ve spodní úvrti	[N]
F_{ts}	třecí síla působící na kuličkový šroub	[N]

F_U	minimální požadovaná upínací síla	[N]
F_{U1}	třecí síla pro přenos 1 m profilu 60x60x6 mm	[N]
F_{U2}	třecí síla pro přenos 3 m profilu 60x60x6 mm	[N]
F_{U3}	třecí síla pro přenos 1 m trubky \varnothing 60-4 mm	[N]
F_{U4}	třecí síla pro přenos 3 m trubky \varnothing 60-4 mm	[N]
F_{UV1}	minimální upínací síla pro přenos 1 m profilu 60x60x6 mm	[N]
F_{UV2}	minimální upínací síla pro přenos 1 m profilu 60x60x6 mm	[N]
F_{UV3}	minimální upínací síla pro přenos 1 m trubky \varnothing 60-4 mm	[N]
F_{UV4}	minimální upínací síla pro přenos 3 m trubky \varnothing 60-4 mm	[N]
F_{Uvk12}	třecí síla pro vkládání do stroje 3 m profilu 60x60x6 mm	[N]
F_{Uvkl}	minimální požadovaná upínací síla pro vkládání do stroje	[N]
$F_{UVpř}$	minimální požadovaná upínací síla pro přenos	[N]
F_V	výsledná síla ve spodní úvrati	[N]
F_{Vr}	síla pneumatického válce	[N]
F_{vr}	síla válce na zvednutí ramene	[N]
F_{vkl}	síla pro založení do stroje	[N]
F_{vr}	výsledná síla působící na rám	[N]
F_{vrxo}	x-ová složka výsledné síly působící na rám v obecné poloze	[N]
F_{vryo}	y-ová složka výsledné síly působící na rám v obecné poloze	[N]
F_{yo}	y-ová složka síly válce v obecné poloze	[N]
F_{zat}	zatěžující síla kuličkového šroubu	[N]
H	zdvih válce	[mm]
H_v	délka válce	[mm]

H_y	y-ová vzdálenost uchycení válce od osy otáčení	[mm]
ISO	mezinárodní norma – mezinárodní organizace pro normalizaci	
L	životnost šroubu v otáčkách	[ot]
L_S	celková délka válce ve spodní úvrati	[mm]
L_H	celková délka válce v horní úvrati	[mm]
L_h	životnost šroubu v provozních hodinách	[hod]
$L_{\bar{r}}$	nominální osová vzdálenost řemenic	[mm]
L_x	x-ová vzdálenost uchycení válce od osy otáčení	[mm]
M_c	čepový moment tření	[N.m]
M_{omax}	maximální ohybový moment	[N.m]
M_{os}	výsledný moment pro otáčení profilu	[N.m]
M_m	výsledný krouticí moment motoru	[N.m]
M_s	hnací krouticí moment	[N.m]
M_{Vx}	statický moment v ose x	[N.m]
M_{Vy}	výsledný statický moment v ose y	[N.m]
M_{xr}	výsledný statický moment v ose x	[N.m]
M_{yr}	statický moment v ose y	[N.m]
P	rozteč závitu	[mm]
P_m	vypočtený výkon motoru	[W]
P_{or}	volený výkon motoru otáčivého ramene	[W]
P_s	výkon	[W]
P_{sv}	výkon servopohonu	[W]
R_{max}	maximální reakce v bodě otáčení	[N]

R_o	výsledná reakce v bodě otáčení	[N]
R_{o1}	výsledná reakce v bodě otáčení na jeden čep	[N]
R_{xo}	výsledná reakce v bodě otáčení	[N]
R_{yo}	výsledná reakce v bodě otáčení	[N]
S_c	průřez čepu	[mm ²]
S_{c1}	plocha čepu v pouzdře naklápěcího rámu	[mm ²]
S_{c2}	plocha čepu v pouzdře základního rámu	[mm ²]
SW	software	
V_c	celková spotřeba vzduchu	[l.min ⁻¹]
V_h	spotřeba vzduchu v hadicích	[l]
V_{hc}	spotřeba vzduchu v hadici za minutu	[l.min ⁻¹]
V_v	spotřeba vzduchu ve válci	[l]
V_{vc}	spotřeba vzduchu ve válci za minutu	[l.min ⁻¹]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
a	šířka profilu	[mm]
a_p	délka pouzdra v naklápěcím rámu	[mm]
a_s	zrychlení suportu	[m.s ⁻²]
b	výška profilu	[mm]
b_p	délka pouzdra v základním rámu	[mm]
č.	číslo	
č. v.	číslo výkresu	
d	průměr trubky	[mm]
d_{ξ}	průměr čepu	[mm]

d_h	vnější průměr hadice	[mm]
d_k	střední průměr kuličkového šroubu	[mm]
d_{min}	minimální průměr čepu	[mm]
d_p	průměr pístnice	[mm]
d_v	světlost hadice	[mm]
f	součinitel tření	[-]
f_c	součinitel tření ocel-bronz	[-]
f_t	součinitel tření „kuličkový šroub – matice“	[-]
f_u	koeficient uložení šroubu	[-]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h	zdvih válce	[mm]
i	převodový poměr	[-]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
k_r	součinitel bezpečnosti – výpočet válce ramene	[-]
k_p	kompresní poměr	[-]
k_s	součinitel bezpečnosti – výpočet kuličkového šroubu	[-]
k_v	součinitel bezpečnosti – výpočet válce	[-]
kap.	kapitola	
l_p	délka profilu	[mm]
l_h	délka hadice	[mm]
i	převodový poměr	[-]
i	převodový poměr řemenového převodu	[-]
m	hmotnost	[kg]

m	normalizovaný modul ozubeného soukolí	[mm]
m_{nr}	hmotnost naklápěcího rámu	[kg]
m_r	hmotnost ramene	[kg]
m_s	hmotnost suportu	[kg]
m_{os}	hmotnost otáčených součástí ramene	[kg]
m_{P1000}	hmotnost profilu 60x60x6 mm délky 1 m	[kg]
m_{P3000}	hmotnost profilu 60x60x6 mm délky 3 m	[kg]
m_{T1000}	hmotnost trubky \varnothing 60-4 mm délky 1 m	[kg]
m_{T3000}	hmotnost trubky \varnothing 60-4 mm délky 3 m	[kg]
např.	například	
n	nominální otáčky servopohonu	[min ⁻¹]
n_k	kritické otáčky kuličkového šroubu	[min ⁻¹]
n_m	nominální otáčky kuličkového šroubu	[min ⁻¹]
n_{max}	maximální otáčky kuličkového šroubu	[min ⁻¹]
n_1	otáčky hnacího kola	[s ⁻¹]
n_{1v}	otáčky pohonu	[min ⁻¹]
n_2	otáčky hnaného kola	[s ⁻¹]
p	počet chapadel	
poz.	pozice	
p_{chap}	minimální požadovaný tlak v chapadle	[MPa]
p_a	atmosférický tlak	[MPa]
p_c	počet cyklů za minutu	[min ⁻¹]
p_D	dovolené napětí v tlaku	[MPa]

p_p	pracovní tlak ve válcích	[MPa]
p_v	počet vozíků lineárního vedení	[-]
p_{vst}	vstupní pneumatický tlak	[MPa]
p_1	tlak na čep v pouzdře naklápěcího rámu	[MPa]
p_2	tlak na čep v pouzdře základního rámu	[MPa]
r	délka ramene	[mm]
r_c	poloměr čepu otáčení	[mm]
s.r.o.	společnost s ručením omezeným	
t	tloušťka stěny profilu (trubky)	[mm]
t_c	celkový čas	[s]
t_h	tloušťka stěny hadice	[mm]
t_{ps}	strojní čas pracovního stroje	[s]
t_m	strojní čas manipulátoru	[s]
tzn.	to znamená	
v_s	rychlost suportu	[m.s ⁻¹]
x	maximální délka profilu pro uchopení dvěma chapadly	[mm]
x_F	poloměr otáčení oka pístnice	[mm]
x_{Fo}	x-ová vzdálenost působící síly v obecné poloze	[mm]
x_{Fr}	x-ová vzdálenost působící síly od bodu „0“	[mm]
x_{FSy}	x-ová vzdálenost působící síly od bodu otáčení	[mm]
x_T	poloměr otáčení těžiště	[mm]
x_{Tr}	x-ová vzdálenost působení tíhy od bodu „0“	[mm]
x_{Ts}	x-ová vzdálenost těžiště od bodu otáčení	[mm]

x_s	zdvih suportu	[mm]
y_{Fo}	y-ová vzdálenost působící síly v obecné poloze	[mm]
z_{Fr}	x-ová vzdálenost působící síly od bodu „1“	[mm]
z_{Tr}	x-ová vzdálenost působení tíhy od bodu „1“	[mm]
z_1	počet zubů hnacího kola	[-]
z_2	počet zubů hnaného kola	[-]
α	úhel svírající sílu s její y-ovou složkou	[°]
α_o	úhel svírající sílu s její y-ovou složkou v obecné poloze	[°]
β	úhel naklopení horního rámu	[°]
η	účinnost kuličkového šroubu	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ	hustota materiálu	[kg.m ⁻³]
σ_{DO}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_O	maximální ohybové napětí	[MPa]
τ_{Ds}	dovolené napětí ve střihu	[MPa]
τ_s	napětí ve střihu	[MPa]

Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukcí manipulačního zařízení.

Manipulační zařízení může být součástí výrobní linky na úpravu hutních profilů. Materiál pro manipulování je profil čtvercového nebo obdélníkového průřezu dle ČSN EN 10219-2 o rozměrech od 30x30 mm do 60x60 mm délek od 1 m do 3 m, nebo trubka dle ČSN EN 10210-2 průměru od 30 mm do 60 mm, délek rovněž od 1 m do 3 m.

Manipulační zařízení odebírá profil (trubku) z předem připraveného opakovaně stejného místa a zakládá jej do pracovního stroje, ve kterém se provádí technologické operace. Po vytažení z pracovního stroje je profil nebo trubka přenesena do čistící stanice, ve které se při naklopení profilu (trubky) vysypou výstřižky z profilu (trubky). Následně se profil (trubka) odloží na výstupní dopravník. Pracovní stroj, vstup a výstup materiálu nejsou předmětem konstrukčního řešení této práce.

V úvodu práce jsou zpracovány rešerše na téma manipulace a manipulátory a rešerše strojních komponent, které manipulační zařízení může obsahovat. Tyto informace zajistí pomůžou při konečném zpracování konstrukčního návrhu.

V dalších kapitolách je proveden rozbor možných řešení s vyhodnocením nejlepší varianty na základě předem stanovených kritérií. Při výběru nejvhodnější varianty zohledňuji technickou i finanční stránku věci a i snadnou ovladatelnost a dostatečnou životnost zařízení. Po zvážení všech kladů a záporů navržených variant zvolím tu nejlepší variantu z původně navrhovaných.

Po vyhodnocení a zpracování všech potřebných podkladů provádím podrobnou konstrukci celého manipulačního zařízení.

Všechny potřebné konstrukční výpočty jsou zpracovány v závěru práce. Vzhledem k rozsahu práce jsou podrobně zpracovány jen některé konstrukční výpočty. Výpočty, které nejsou součástí práce, byly řešeny principiálně stejně jako výpočty v této práci. Výsledky konstrukčních výpočtů, jako jsou tabulky nebo grafy, jsou přiloženy v příloze. Výkresová dokumentace celého manipulačního zařízení, ale i konstrukčních podskupin, je také přiložena.

Návrh modelu celého zařízení včetně všech podskupin a zpracování výkresové dokumentace jsem provedl v programu SolidEdge ST 7. Návrh pneumatického obvodu byl zpracován v programu FluidDraw S5.

1 Stručné zhodnocení stávající techniky

Pro návrh a konstrukci manipulačního zařízení, je potřeba mít informace o manipulátoru jako takovém ale i o materiálu, se kterým bude manipulační zařízení pracovat. Jelikož se jedná o konstrukční návrh manipulačního zařízení, je nutné provést i průzkum komponent, které v takovém zařízení mohou být použity. Jedná se zejména o lineární profilová vedení, vodící tyče a vodící pouzdra, kuličkové šrouby, pneumatické prvky, hydraulické prvky, elektropohony, servopohony a jiné. V neposlední řadě je důležité mít také soupis výpočtových vztahů, pomocí kterých lze návrh podložit konkrétními výpočty. Jako zdroj informací jsem použil internet a webové stránky různých výrobců a dodavatelů.

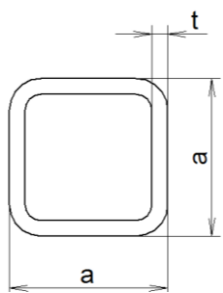
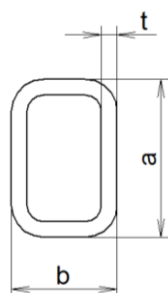
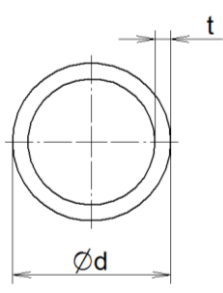
Rozhodl jsem se pro toto základní rozdělení získávání informací:

- informace o materiálu, kterým se má manipulovat,
- informace o manipulačních zařízeních,
- informace o jednotlivých komponentech,
- početní a výpočtové vztahy.

1.1 Vstupní materiál pro manipulaci

Materiál, se kterým bude manipulační zařízení pracovat:

- ocelový profil uzavřený svařovaný se čtvercovým průřezem dle ČSN EN 10219-2,
- ocelový profil uzavřený svařovaný s obdélníkovým průřezem dle ČSN EN 10219-2,
- ocelová trubka podélně svařovaná hladká dle ČSN EN 10210-2.

Název	Profil uzavřený svařovaný se čtvercovým průřezem, ČSN EN 10219-2	Profil uzavřený svařovaný s obdélníkovým průřezem, ČSN EN 10219-2	Trubka podélně svařovaná hladká, ČSN EN 10210-2
Polotovar			
Rozměr „a“ [mm]	30, 35, 40, 45, 50, 60	40, 45, 50, 60	
Rozměr „b“ [mm]		30, 35, 40, 50	
Průměr „Ød“ [mm]			30 ÷ 60
Tloušťka „t“ [mm]	1,5 ÷ 6	1,5 ÷ 5	1,5 ÷ 4
Délka [mm]	1000 ÷ 3000	1000 ÷ 3000	1000 ÷ 3000
Hustota materiálu „ρ“ [kg.m ⁻³]	7850	7850	7850

Tabulka 1. Rozměry vstupního materiálu

1.2 Manipulační zařízení automatické

1.2.1 TECHNOLIFT - manipulace profilů

„Magnetická zvedací zařízení představují velký pokrok v oblasti manipulace s kovovými břemeny. Nízké provozní náklady zajistí velmi rychlé zúročení původní investice. Pro snadnou, rychlou a bezpečnou manipulaci s feromagnetickými materiály a polotovary.“ (1)



Obrázek 1. Magnetická manipulace trubek (1)

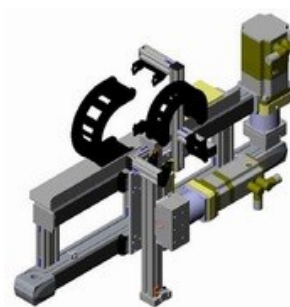
1.2.2 Lineární polohovací manipulátory

„Lineární polohovací manipulátory slouží pro rychlou a přesnou manipulaci se zátěží v pracovním prostoru vedle manipulátoru nebo pod ním.“ (2)

„Vyrábí se ve dvouosovém provedení, kdy horizontální osa nese osu vertikální. Standardně jsou osazeny motory a vybaveny kabelovými nosiči a indukčními snímači koncových poloh. Motor svislé osy je doplněn brzdou.“ (2)



Obrázek 2. Lineární polohovací manipulátor (2)

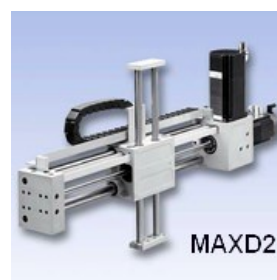


Obrázek 3. Lineární polohovací manipulátor MAXPx2 (2)

„Polohovací manipulátory MAXD1 a MAXD2 jsou konstruovány tak, aby většina pasivní hmoty včetně motorů se nepohybovala. Veškerý pohyb se pak provádí pomocí lehké konstrukce převodových tyčí.“ (2)



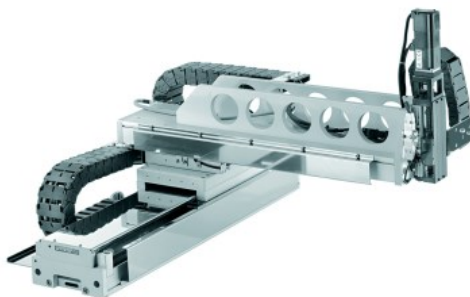
Obrázek 4. Lineární polohovací manipulátor MAXD1 (2)



Obrázek 5. Lineární polohovací manipulátor MAXD2 (2)

1.2.3 Společnost HIWIN ovládá manipulátory

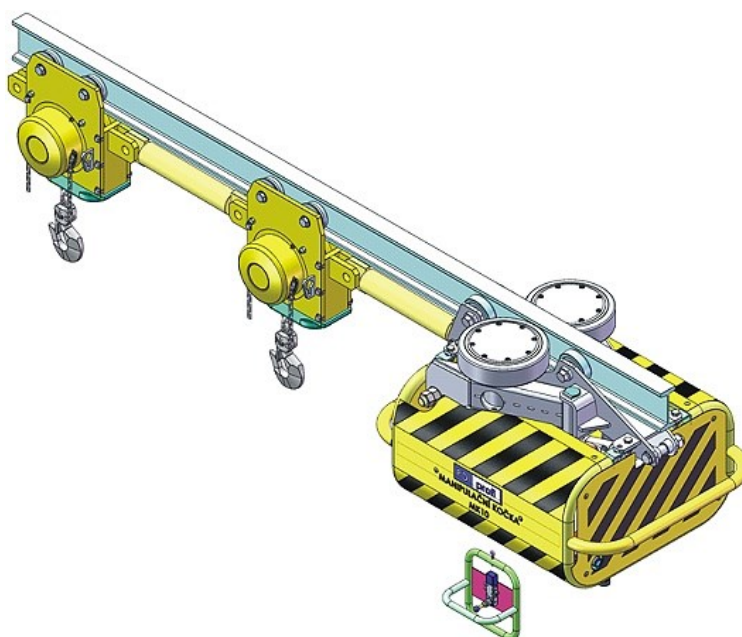
„Vytváří speciální aplikace podle potřeb předních výrobců průmyslových strojů i menších firem. Mimo jiné dodává "na klíč" originální portálové systémy pro manipulační zařízení.“ (3)



Obrázek 6. Manipulátor firmy Hiwin (3)

1.3 Manipulační zařízení ruční

„Manipulační zařízení pojízdné MZP 2x3,2t slouží k dopravě materiálu v důlních provozech na závěsných drážkách typu ZD 24.“ (4)



Obrázek 7. Manipulační zařízení pojízdné MZP 2x3,2t- ruční (4)

1.4 Lineární vedení

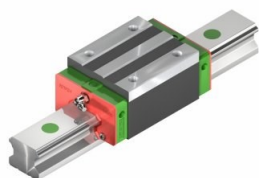
„Lineární systémy jsou ucelené funkční celky nebo také elektromechanické soustavy, které umožňují lineární pohyb dílce (například transport těžkých zavazadel po rolničkovém vedení) nebo nějaké jiné soustavy (například hlavice, která dává lepidlo). Lineární systémy se skládají z lineárního vedení, vozíků a pohonu.“ (5)

Výrobci a dodavatelů lineárního profilového vedení na světě je celá řada. Mezi nejznámější a nejpoužívanější dodavatele lineárního profilového vedení v ČR patří firmy Hiwin, Rexroth, THK a SKF.

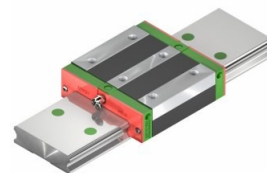
1.4.1 Lineární vedení firmy Hiwin

- kuličkové vedení,

„Přesná lineární vedení umožňující lineární pohyb pomocí kuliček jako valivých elementů.“ (6)



Obrázek 8. Kuličkové vedení řady HG (6)



Obrázek 9. Kuličkové vedení řady WE (6)

- válečkové vedení (7),
- miniaturní vedení (7),
- vedení s odměřováním (7).

1.4.2 Lineární vedení firmy Rexroth

- kuličkové jednotky (8),
- válečkové jednotky (9),
- miniaturní kuličkové jednotky (10).

1.4.3 Lineární vedení SKF

SKF nabízí 4 druhy profilového vedení s vodící tyčí:

- profilové vedení LLT s X-uspořádáním,
- profilové vedení LLR s O-uspořádáním,
- miniaturní vedení s profilovou tyčí,
- profilové vedení pro rychloposuv Speedi-roll (11).

1.5 Kuličkové šrouby

Výrobců a dodavatelů kuličkových šroubů je stejně jako výrobců lineárního profilového vedení na světě celá řada. Opět se zaměřím jen na některé z výrobců. Mezi nejznámější a nejpoužívanější dodavatele kuličkových šroubů v ČR patří firmy Hiwin, KSK (kuličkové šrouby Kuřim), Rexroth a SKF.

„Kuličkové šrouby (dále KŠ) jsou konstrukční prvky pohybových ústrojí převádějící s vysokou účinností (nejsou samosvorné) rotační pohyb na přímočarý, vyznačující se vysokou tuhostí, přesností a trvanlivostí.“ (12)



Obrázek 10. Kuličkový šroub (13)

1.5.1 Kuličkové šrouby firmy Hiwin

- válcované šrouby (13),
- okružované šrouby (13),
- broušené šrouby (13),
- zvláštní provedení (13).

1.5.2 Kuličkové šrouby KSK

- standardní polohovací kuličkové šrouby (14),
- vysoce únosné kuličkové šrouby (14),
- kuličkové šrouby pro vysoké rychlosti (14),
- kuličkové šrouby pro malé rychlosti a přesné polohování (14),
- kuličkové šrouby s vysokou účinností (14),
- kuličkové šrouby s poháněnou maticí (14),
- transportní kuličkové šrouby (14).

1.5.3 Kuličkové šrouby SKF

- přesné válcované kuličkové šrouby (15),
- broušené kuličkové šrouby (15).

1.6 Kuličková pouzdra a vodící tyče

„Vodící systémy jsou součástí lineárních vedení, které zajišťují fixaci pohybu vozíku do jedné osy. V lineární technice se jedná o vodící systémy tyčí a kuličkových či kluzných pouzder, systémy kolejnic a vodících rolen, teleskopickým vodícím systémem a oběhem řemene u některých typů lineárních modulů.“ (16)

Mezi nejznámější a nejpoužívanější dodavatele kuličkových pouzder a vodících tyčí v ČR patří firmy Matis, Hiwin, Rexroth a SKF.

1.6.1 Kuličková pouzdra a vodící tyče firmy Matis

- kuličková pouzdra (17),
- kluzná pouzdra (18),
- lineární sety (19),
- vodící tyče (20).

1.6.2 Kuličková pouzdra a vodící tyče firmy Hiwin

- vodící tyče (21),
- kuličková pouzdra (22).

1.6.3 Kuličková pouzdra a vodící tyče firmy Rexroth

„Řada hřídelů (se zpracováním nebo bez něj), nosných lišt a bohaté příslušenství dovolují využití v širokém spektru aplikací.“ (23)



Obrázek 11. Vedení hřídelů Rexroth (23)

1.6.4 Kuličková pouzdra a vodící tyče firmy SKF

- lineární kuličková ložiskové jednotky (24).

1.7 Pneumatická paralelní chapadla

Pro manipulační zařízení jsou jedním z nejzákladnějších prvků chapadla. Chapadla se dělí na paralelní, kyvná nebo úhlová. Pro tuto úlohu jsou nejvhodnější chapadla paralelní.



Obrázek 12. Paralelní chapadlo (25)

1.8 Elektropohony

- stejnosměrné motory Siemens (26),
- pohony Bosch – Rexroth,
 - IndraDyn S MSK (27)



Obrázek 13. IndraDyn S MSK (27)

- IndraDyn S MSM (29)



Obrázek 14. IndraDyn S MSM (28)

1.9 Početní a výpočtové vztahy

Při zjišťování takovýchto informací jsem vycházel z praxe. Víím, že budu potřebovat nejzákladnější vztahy, jako jsou např.: návrh a výpočet kuličkového šroubu, výpočet lineárního profilového vedení, návrh pneumatických prvků. Dále pak konstrukční zásady, které by měl znát každý konstruktér. Správná a precizní konstrukce je jedním z nejzákladnějších článků správné funkčnosti stroje. Vhodně zvolenou konstrukcí se dají ušetřit i nemalé finanční nároky na následnou výrobu a provoz stroje.

Jedním z hlavních výpočtů celé práce je výpočet síly potřebné k pevnému uchopení ocelového profilu v chapadle pro potřebný přenos a výpočet potřebné síly k pevnému uchopení ocelového profilu pro správné vsunutí profilu do pracovního stroje. Mezi další výpočty patří nadimenzování kuličkového šroubu a jeho pohonu a v neposlední řadě všechny pneumatické komponenty.

Pro výpočet síly potřebné k uchopení a přenesení profilu je důležité brát v úvahu největší a tím pádem i nejtěžší možný profil, kterým bude manipulováno, a také součinitel tření, který má velký vliv na sílu úchopu. Vzhledem k bezpečnému přenášení je nutné brát v úvahu i koeficient bezpečnosti.

Pro výpočet uchopovací síly platí: $F_U = \frac{k \cdot m \cdot g}{f}$, kde

F_U	[N]	uchopovací síla potřebná k manipulaci s profilem
k	[-]	součinitel bezpečnosti
m	[kg]	hmotnost profilu
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
f	[-]	součinitel tření

$$k = (1,5 \div 2)$$
$$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$$
$$f = (0,15 \div 0,2)$$

Materiál 1	Materiál 2	Statický, suchý povrch	Dynamický, suchý povrch	Statický, mastný povrch	Dynamický, mastný povrch	Zkušební metoda
Diamant	Kov	0,1 - 0,15	-	0,1	-	-
Sklo	Sklo	0,9 - 1,0	0,4	0,1 - 0,6	0,09 - 0,12	-
Sklo	Kov	0,5 - 0,7	-	0,2 - 0,3	-	-
Sklo	Nikl	0,78	0,56	-	-	-
Grafit	Grafit	0,1	-	0,1	-	-
Grafit	Ocel	0,1	-	0,1	-	-
Grafit (ve vakuu)	Grafit (ve vakuu)	0,5 - 0,8	-	-	-	-
Hard Carbon	Hard Carbon	0,16	-	0,12 - 0,14	-	-
Hard Carbon	Ocel	0,14	-	0,11 - 0,14	-	-
Železo	Železo	1	-	0,15 - 0,2	-	-

Tabulka 2. Součinitel tření (29)

1.10 Katalogy a katalogové listy

Další důležitou informací pro návrh jakéhokoli zařízení jsou katalogy a katalogové listy komponent, které vyrábí a dodávají firmy specializující se na tento sortiment. Jedná se převážně o čidla různých typů a funkcí, přesné vodící prvky (vodící tyče, kolejnice, ...), bezpečnostní prvky, které se nesmí opomenout a v neposlední řadě pneumatické komponenty.

1.11 Vyhodnocení nasbíraných informací

Po podrobnějším prostudování a vytřídění výše uvedených rešerší budu při návrhu konstrukce brát pouze inspiraci z uvedených manipulátorů a řešení manipulace.

Pro konstrukci budu dále používat jen vybrané komponenty těchto firem:

- Festo – pneumatické komponenty
 - www.festo.cz
- SMC – pneumatické komponenty
 - www.smc.cz
- Sick – optická čidla
 - www.sick.cz
- Balluff – indukční čidla, příslušenství čidel
 - www.snimace.cz
- Hiwin – lineární profilová vedení, kuličkové šrouby
 - www.hiwin.cz
- Matis - vodící tyče, vodící pouzdra
 - www.matis.cz
- Bosch – Rexroth – servopohony
 - www.boschrexroth.com

2 Návrh konstrukce zařízení

Úkolem je navrhnout manipulační zařízení na manipulaci s ocelovými profily, kdy se profil odebere ze vstupního zásobníku, vloží se do pracovního stroje pro potřebnou technologickou operaci, po vytažení z pracovního stroje se profil nakloní za účelem vypadnutí odpadu a odloží jej do výstupního zásobníku. Oba zásobníky (vstupní i výstupní) a pracovní stroj nejsou předmětem konstrukce návrhu manipulačního zařízení, proto nebudu s těmito částmi v návrhu podrobněji pracovat. Jediné, s čím je pro konstrukci potřebné počítat, je osová výška pracovní části pracovního stroje a jeho vnější rozměry. Konstrukce zásobníků by se následně přizpůsobila konstrukci manipulačního zařízení.

2.1 Požadavkový list

SPECIFIKACE POŽADAVKU	podmínka	přání
<i>FUNKCE, ÚČINKY A FUNKČNÍ PARAMETRY:</i>		
Manipulace různými typy a velikosti profilů	x	
Při změně výrobku automatické přeseřízení		x
<i>PROVOZ:</i>		
Prostředí: venkovní, nečisté	x	
Četnost použití: střední	x	
100% spolehlivost	x	
Požadovaná životnost: minimálně 10 let	x	
Údržba: minimální	x	
žádná		x
<i>ERGONOMIE:</i>		
Jednoduché zacházení	x	
Vyloučení zranění při manipulaci (skřípnutí, poškrábání)		x
<i>VZHLED:</i>		
Povrch: odolný poškození	x	
Vhodný k čištění	x	
<i>PŘEDPISY A NORMY:</i>		
Bez porušení patentových práv	x	
<i>VÝROBA:</i>		
Jednouúčelový stroj	x	
<i>EKONOMIE:</i>		
Konkurenční výrobek	x	
Minimální náklady na výrobu	x	
Minimální náklady na provoz	x	

Tabulka 3. Požadavkový list

2.2 Hrubá stavební struktura

Dílčí funkce	Funkční principy / Orgány – nositelé funkcí				
	1	2	3	4	5
Změna typu produktu	Manuální	Automatická	Kombinované		
Přesun	Jednokrokový	Vícekový			
Přenášení profilů	Pouze jeden profil na jeden krok	Více profilů na jeden krok			
Složitost manipulátoru	Jednočapadlové	Víječapadlové			
Otáčení profilu	Součást chapadla	Samostatná pracovní stanice jen pro otáčení	Samostatná pracovní stanice společná s jinou manipulační operací		
Vkládání profilu do stroje	Součást chapadla	Samostatná pracovní stanice jen pro vkládání	Samostatná pracovní stanice společná s jinou manipulační operací		
Čištění profilu od odpadu	Součást chapadla	Samostatná pracovní stanice jen pro čištění	Samostatná pracovní stanice společná s jinou manipulační operací		
Pohony pohybů	Manuální	Elektrické	Hydraulické	Pneumatické	Kombinované

Tabulka 4. Hrubá stavební struktura

2.3 Výběr variant řešení

Díličí funkce	Varianta č. 1 (oranžová)		Varianta č. 2 (modrá)		Varianta č. 3 (zelená)	
Změna typu produktu	Kombinovaná	5	Manuální	2	Automatická	4
Přesun	Více krokový	4	Jednokrokový	2	Více krokový	4
Přenášení profilů	Více profilů na jeden krok	5	Pouze jeden profil na jeden krok	3	Pouze jeden profil na jeden krok	3
Složitost manipulátoru	Vícechapadlové	4	Jednochapadlové	2	Vícechapadlové	4
Otáčení profilu	Samostatná pracovní stanice společná s jinou manipulační operací	3	Součást chapadla	5	Samostatná pracovní stanice jen pro otáčení	4
Vkládání profilu do stroje	Samostatná pracovní stanice společná s jinou manipulační operací	3	Součást chapadla	5	Samostatná pracovní stanice jen pro vkládání	4
Čištění profilu od odpadu	Samostatná pracovní stanice jen pro čištění	4	Součást chapadla	5	Samostatná pracovní stanice jen pro čištění	4
Pohony pohybů	Kombinované	5	Kombinované	5	Elektrické	4
Suma	33		29		31	

Tabulka 5. Varianty řešení

Technické ohodnocení jednotlivých variant je číslem 1 - 5, kde bodové ohodnocení „5“ je nejlepší a „1“ nejhorší. Po ohodnocení všech variant se body sečtou a provedení, jehož celkový bodový součet je nejvyšší, se jeví jako nejvýhodnější varianta. S touto variantou budu dále pracovat v řešení celkového zařízení.

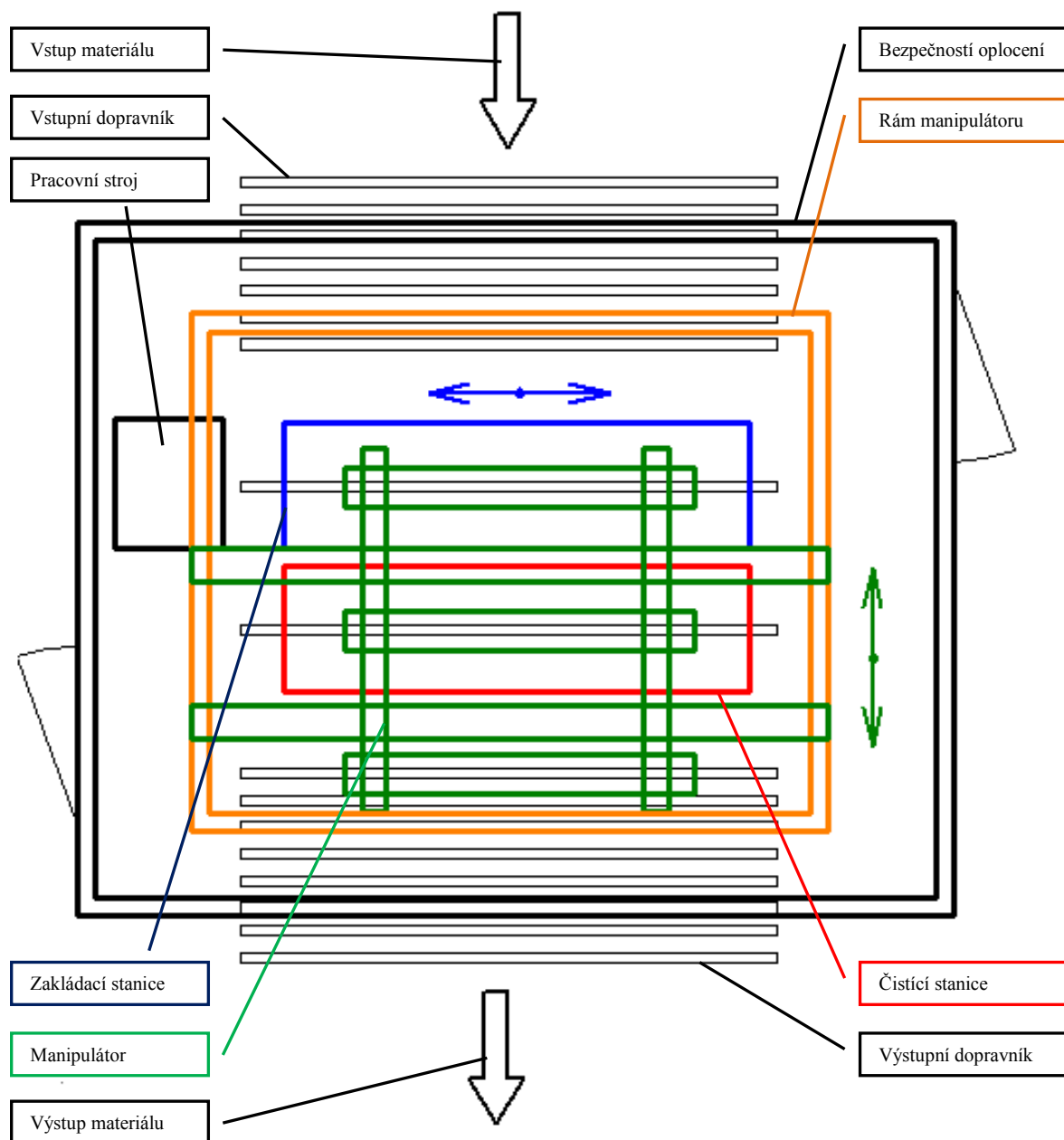
2.4 Prvotní návrh manipulačního zařízení

Dle předchozích požadavků a specifikací volím variantu č. 1.

Základní konstrukční uzly zařízení:

1. Zakládací stanice
2. Jednotka čištění profilů
3. Přenášecí rameno
4. Základový rám manipulátoru

2.4.1 Blokové schéma zařízení



Obrázek 15. Blokové schéma zařízení

Každý konstruktér musí mít aspoň základní přehled v legislativě při navrhování jakéhokoli zařízení či stroje. Znalosti bezpečnostních norem a s nimi souvisejících dokumentů, např. Prohlášení o shodě, by měly patřit k základním znalostem konstruktéra. Na základě těchto znalostí je nutné vždy před každým strojem provést analýzu rizik a provést posouzení rizik na stroji. Na základě této analýzy musí navrhnout opatření k zabránění nebezpečné situace jako je poškození stroje nebo úrazu obsluhy či údržby.

Posouzení rizik se provádí podle normy ČSN EN ISO 12 100 (Bezpečnost strojních zařízení – Všeobecné zásady pro konstrukci – Posouzení rizika a snižování rizika).

Zmíním zde jen ty nejdůležitější normy, které mají přímý vliv na bezpečnost a zdraví obsluhy, údržby a seřizovačů.

ČSN EN ISO 12100	Bezpečnost strojních zařízení – Všeobecné zásady pro konstrukci – Posouzení rizika a snižování rizika
ČSN EN ISO 13849-1	Bezpečnost strojních zařízení - Bezpečnostní části ovládacích systémů - Část 1: Všeobecné zásady pro konstrukci
ČSN EN ISO 13850	Bezpečnost strojních zařízení - Nouzové zastavení - Zásady pro konstrukci
ČSN EN ISO 13857	Bezpečnost strojních zařízení. Bezpečné vzdálenosti k zamezení dosahu k nebezpečným místům horními a dolními končetinami
ČSN EN 349 + A1	Bezpečnost strojních zařízení – Nejmenší mezery k zamezení stlačení částí lidského těla
ČSN EN 953 + A1	Bezpečnost strojních zařízení - Ochranné kryty - Všeobecné požadavky pro navrhování a konstrukci ochranných krytů (pevné, pohyblivé)
ČSN EN 983 + A1	Bezpečnost strojních zařízení – Bezpečnostní požadavky pro fluidní zařízení a jejich součásti – Pneumatika
ČSN EN ISO 13855	Bezpečnost strojních zařízení - Umístění ochranných zařízení s ohledem na rychlosti přiblížení částí lidského těla

Tabulka 6. Výběr norem

3 Koncepční návrh základací části manipulátoru

Zakládací část manipulátoru jsem, tak jako celé manipulační zařízení, rozdělil do několika základních konstrukčních uzlů. Každý z uzlů lze řešit různým konstrukčním provedením. Všechna provedení mají svoje výhody, ale i nevýhody. Při posuzování daných variant provedu výběr nejlepšího daného řešení.

Pro vyhodnocování jsem použil stejnou metodiku výběru jako při základním rozdělení celého manipulátoru. Pro přehlednost jsem sestavil pro každý konstrukční uzel tabulku porovnání konstrukčních variant. Technické ohodnocení jednotlivých variant je číslem 1 - 5, kde bodové ohodnocení „5“ je nejlepší a „1“ nejhorší. Po ohodnocení všech variant se body sečtou a provedení, jehož celkový bodový součet je nejvyšší, se jeví jako nejvýhodnější varianta a s touto variantou budu dále pracovat v řešení celkového zařízení. U ostatních částí zařízení budu používat principiálně stejné bodové hodnocení.

Základní konstrukční uzly základací části manipulátoru:

1. Základový rám (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 1),
2. Pohyblivé lože (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 2),
3. Otočné dvojchapadlo (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 3),
4. Otočné chapadlo jednoduché (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 4).

3.1 Základový rám

Základový rám slouží jako základní nosný prvek celého zavážecího manipulátoru. Vzhledem k tomuto požadavku na rám se musím během konstrukce zaměřit hlavně na jeho pevnost a tuhost. Tuhost rámu je důležitá hlavně z důvodu stability celého technologického procesu a zároveň dostatečná tuhost chrání prvky lineárního vedení od nežádoucích vibrací a tím jejich poničení.

Základový rám lze řešit několika různými způsoby. Dle mého uvážení jsou nejlepší tyto varianty:

1. rám svařovaný z uzavřených ocelových profilů,
2. rám postavený z hliníkových profilů.

RÁM ZAKLÁDACÍ ČÁSTI MANIPULÁTORU		
	<i>Varianta č. 1</i>	<i>Varianta č. 2</i>
	ocelový základový rám	celohliníkový rám
náklady na konstrukci	2	2
nákupní náklady	4	2
náklady na montáž - mechanická	1	3
tuhost základového rámu	4	1
transport	4	2
SUMA	15	10

Tabulka 7. Porovnání konstrukčních variant "rám základací části manipulátoru"

Při každé stavbě jakéhokoli stroje jsou prvotní náklady na konstrukční práce. V tomto návrhu jsou v obou případech velmi podobné, proto i bodové ohodnocení je stejné. Vzhledem k téměř stejným konstrukčním nákladům na rám nemá na výběr varianty toto kritérium žádný vliv. Nákupními náklady se myslí vstupní náklady jako je nákup polotovarů (ocelové profily) případně potřebná technologie (svařování) nebo nákup komponent pro poskládání rámu (hliníkové profily). Při porovnávání tohoto kritéria je příznivější varianta s ocelovým rámem, ale náklady na mechanickou montáž jsou vyšší než při variantě s rámem z hliníkových profilů. Nákupní náklady a náklady na montáž uvádím v tomto poměru, protože rám z hliníkových profilů představuje pro většinu výrobních firem nakupovaný komponent (vyšší nákupní náklady, ale nižší montážní náklady), zatímco ocelový rám z převážné většiny není nakupovaný komponent, ale vyráběná položka. Největší rozdíl v obou rámech je jejich celková tuhost. Celková tuhost nemá vliv jen na samotnou bezproblémovou funkčnost v pracovním cyklu, ale i při jeho přepravě. Dostatečně tuhý rám není problém převážet, kdežto montovaný rám z hliníkových profilů je nutné před transportem vyztužit a zpevnit.

Po zvážení a vyhodnocení porovnávací tabulky je znatelně lepší varianta ocelový svařovaný rám, proto volím tuto variantu a budu s ní dále pracovat. Na horní ploše rámu (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 5) jsou přišroubovány kolejnice lineárního profilového vedení (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 12), na kterých je umístěno lože suportu. Kinematická vazba kolejnice-vozik lineárního profilového vedení zabezpečuje přesný opakovatelný a v hlavně lehký pojezd lože směrem do pracovního stroje.

3.2 Pohyblivé lože

Pohyblivé lože slouží k uchycení a přesunu chapadel při zavážení profilu do pracovního stroje. Jelikož samotné lože suportu musí také vykazovat dostatečnou tuhost jako základový rám, jsou i lože vyrobeny jako svařovaný rám z uzavřených ocelových profilů.

U celkového řešení lože pro zavážení je nutné ještě vyřešit, jakým způsobem se budou chapadla po loži přesouvat.

Přesun je možno řešit jako:

- a. přesun pneumatickým válcem,
- b. přesun servopohonem a kuličkovým šroubem.

LOŽE SUPORTU		
	<i>Varianta č. 1</i>	<i>Varianta č. 2</i>
	pneumatické válce	servopohon + kuličkový šroub
náklady na konstrukci	2	3
nákupní náklady	4	2
náklady na montáž - mechanická	3	2
náklady na montáž - elektro	2	4
zpracování SW	2	4
seřízení poloh	1	4
možnost polohování	1	4
případné doplnění jiné polohy	1	4
nutnost referování	5	1
nastavení plynulosti rychlosti pohybu	1	5
akustické vjemy - hluk	1	3
návrat do výchozí polohy po nebezpečné situaci	1	3
SUMA	24	39

Tabulka 8. Porovnání konstrukčních variant "přísun pravého modulu"

Varianta č. 2 má dražší vstupní náklady a je třeba dbát na větší přesnost při výrobě prvků pro uložení kuličkového šroubu a jeho následného ustavování, což jsou vlastně taky větší finanční výdaje. Ale již při posuzování dalších kritérií vychází jednoznačně jako lepší varianta servopohonu s kuličkovým šroubem. Jeho hlavní a největší výhody jsou:

- seřízení polohy – snadné seřízení pouze pomocí SW zařízení, přes ovládací panel lze komfortně přenastavit polohu s přesností 0,1 mm,
- možnost polohování – bezproblémové zastavení v jakékoli poloze bez potřeby instalace dodatečných dorazů a stoperů,
- případné doplnění další polohy – stejné výhody jako při možnosti polohování,
- čas cyklu – v sériovém provozu je čas jedním z nejdůležitějších parametrů a je na něj kladen velký důraz, proto je nutné již při konstrukci řešit tento problém,
- akustické vjemy-hluk – dá se říct, že pohon přes kuličkový šroub je téměř bezhlučný.

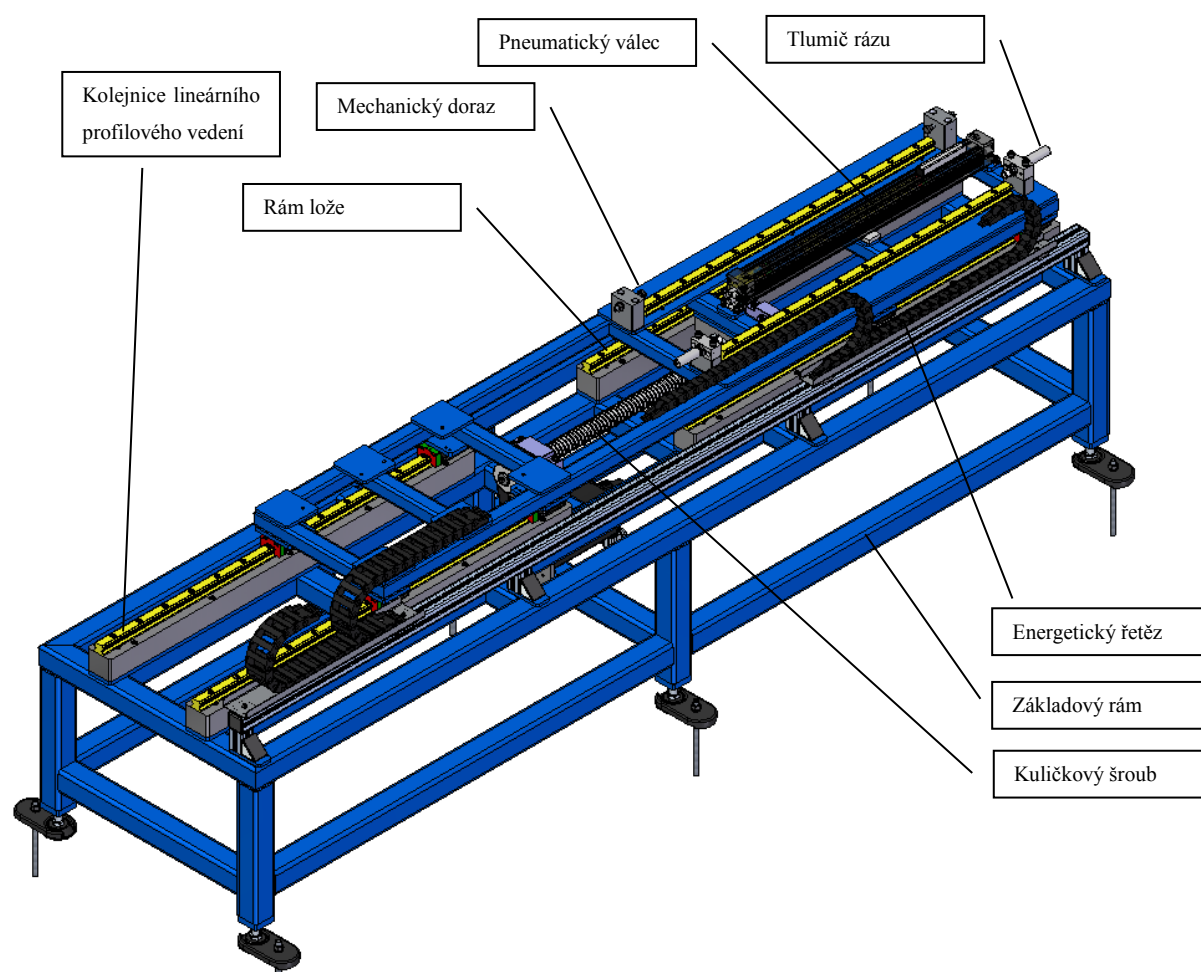
Přesto, že jsou počáteční náklady na servopohon vyšší, tak po zohlednění výhod, které servopohon přináší, raději volím variantu č. 2. Nejenom díky těmto výhodám bude řešení s kuličkovým šroubem a servopohonem finančně výhodnější a je velmi pravděpodobné, že se tímto řešením vyhnu případným mechanickým problémům při dalších pracích, a to nejen konstrukčních.

Pohyblivé lože jsou navrženy jako svařovaný rám z uzavřených ocelových profilů. Přímou na tento rám jsou šrouby připevněny kolejnice profilového lineárního vedení, pomocí kterých je zaručena přesná dráha chapadel při zakládání profilu do pracovního stroje. Moduly s otočnými chapadly budou unášeny pomocí servopohonu *IndraDyn S* firmy Rexroth (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 8) a kuličkového šroubu firmy Hiwin (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 13). Z prostorových důvodů a z důvodů menších požadavků na přesnost výroby volím přenos krouticího momentu ze servopohonu na kuličkový šroub pomocí ozubeného převodu - řemen a řemenice (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 6, 7, 9). Převodový poměr tohoto převodu volím $i=1$. Jelikož je nutné do pracovního stroje zavážet profily o délce 1000 – 3000 mm, je nutné druhé pomocné chapadlo přesouvat tak, aby byl pokryt celý sortiment přenášeného materiálu. Modul s pomocným chapadlem se bude přesouvat pouze ze dvou krajních poloh, a proto není pro tento pohyb nutný mnohem komfortnější přesun pomocí kuličkového šroubu a servopohonu. Tento přesun volím pneumatickým bezpístnicovým válcem. Koncové

polohy je možné drobně seřídít pomocí dorazových šroubů. Dojezdy do koncových poloh jsou tlumeny tlumiči rázu.

Protože volím servopohony s pamětí polohy a s odměřováním polohy není nutné mít na polohování referenční senzor. Prvotní referování se provádí posunem modulu nízkou rychlostí a nízkým momentem až do nejkrajnější polohy, tedy mechanického zastavení a tím pádem přetížení servopohonu. Tato poloha je následně považována za nulovou. Pokud nebude nijak mechanicky zasahováno do převodu servopohon-kuličkový šroub, není potřeba znovu referovat. Servopohon si „pamatuje“ polohu i po vypnutí elektrické energie.

Prívody energií (tlakový vzduch a elektrické signály) budou protaženy energetickými řetězy (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 10, 11), čímž se zajistí jejich nepoškození a zároveň nebudou nikde volně loženy. Poloměr ohybu energetických řetězů volím dle minimálního dovoleného ohybu elektrických kabelů. V tomto případě jsou limitující kabely k servopohonu otáčení chapadla.



Obrázek 16. Základový rám se suportem

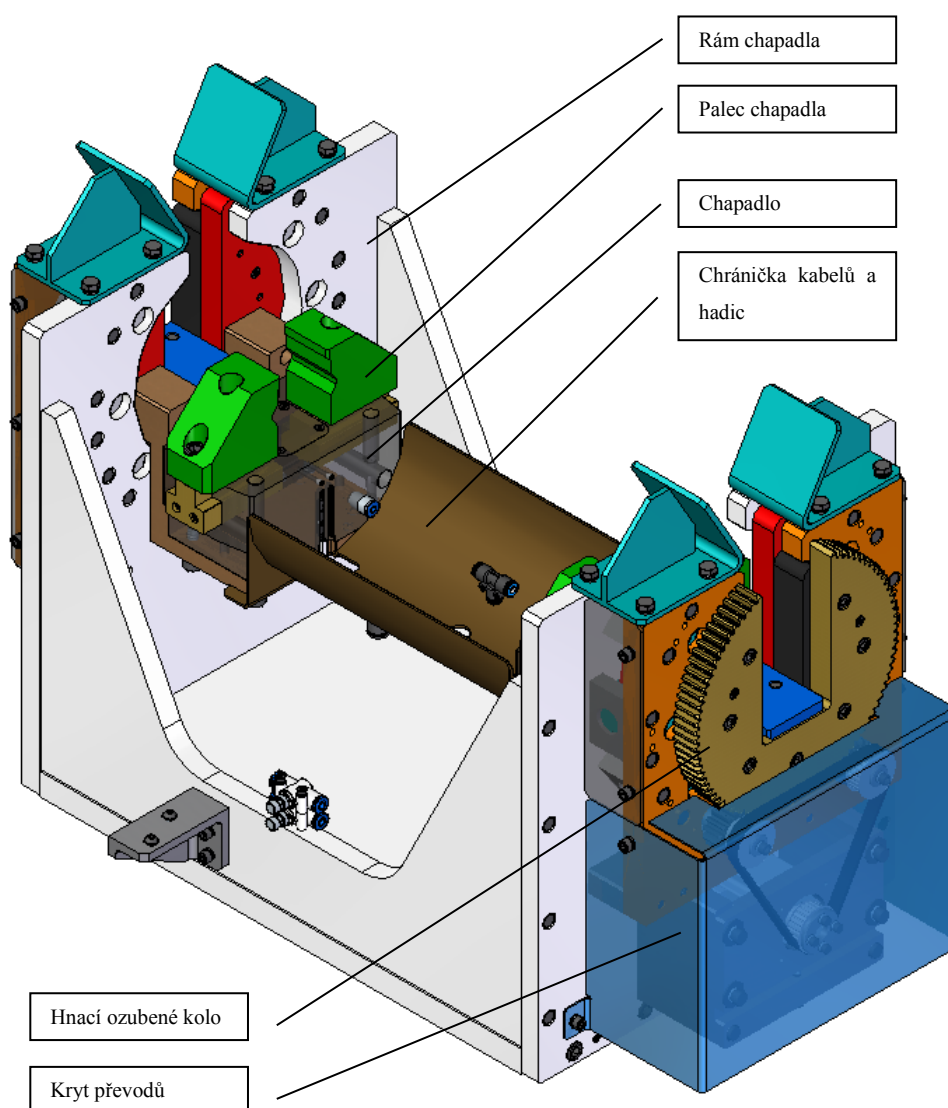
3.3 Otočné dvojchapadlo

Otočné dvojchapadlo je stěžejní částí celého zavážecího mechanismu. Z tohoto důvodu je nutné se důsledně zamyslet nad celým konstrukčním řešením dvojchapadla a vyvarovat se zásadních konstrukčních chyb, které mohou vést k nefunkčnosti celého zakládání. Nejdůležitější v tomto případě je správně a hlavně dostatečně dimenzovat uchopovací sílu a potažmo velikost chapadla tak, aby nedocházelo k prokluzu mezi uchopovaným profilem a samotným chapadlem. Tento zásadní nedostatek může vést nejenom k nesprávné funkci celého pracoviště, ale i k mechanickému poškození chapadla. Oba zmíněné nedostatky by vedly k velkým finančním ztrátám.

Otočné dvojchapadlo jsem navrhl tak, aby bylo možné s co možná nejmenšími časovými ztrátami měnit sortiment profilů k manipulaci. Palce chapadel (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 20) jsou univerzální pro všechny typy přenášeného sortimentu. Při změně délky profilu není nutné manuálně zasahovat do mechaniky stroje. Otočné dvojchapadlo je schopné přenášet profily o délce 1000 – 1800 mm. Pro manipulaci s delšími profily je nutné použít i pomocné chapadlo, jehož popis je v kapitole níže (kap. 3.4 *Otočné chapadlo jednoduché*).

Hlavní nosnou konstrukci otočného chapadla tvoří rám sešroubovaný z hliníkových desek (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 14, 15, 16) a dvou bočnic (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 17). Desky jsou také vzájemně zakolíkované, aby byla zaručena vzájemná vazba chapadel (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 27) na obou koncích rámu. Otáčení chapadel je navrženo pomocí hnaného ozubeného kola (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 19) a dvou hnacích ozubených kol (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 21). Velké hnané kolo je připevněno na desku tvaru „C“ (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 18) a tato deska je uložena do rotačního lůžka, které tvoří skupina kuličkových rolen (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 26). Rolny slouží k zachycení radiální i axiální síly. Hnací ozubená kola jsou poháněna řemenovým převodem, který se skládá z ozubeného řemene (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 28) a dvou hnaných ozubených řemenic (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 22) a jedné hnací ozubené řemenice (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 23), pomocí servopohonu *IndraDyn S* firmy Rexroth (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 25). Jelikož je otáčivý pohyb chapadla proveden servopohonem, je teoreticky možné otáčet chapadlem o nekonečný počet otáček. Nicméně úhel otočení je prakticky omezen na max. 200° a to z důvodu, že jsou k chapadlu vedeny pneumatické hadice na jeho pohyb. Při otáčení o více než 200° se hadice přetrhnou. Malá hnací ozubená kola jsou dvě z důvodu toho, že velké hnací kolo je

upraveno kvůli zakládání profilů. V tomto kole je vyrobena drážka, takže v případě otáčení je vždy aspoň jedno malé hnací kolo v kinematické vazbě s velkým hnaným kolem. Uložení druhého nepoháněného chapadla je naprosto totožné jako uložení hnacího chapadla. U hnacího kola není nutný pohon na otáčení. Synchronní otáčení obou chapadel je zaručeno vzájemným spojením obou chapadel pomocí koryta vedení kabelů (č. v. VAL0096-DP-2015-10-000, poz. 24), které zároveň slouží jako chránička kabelů a hadic tak, aby nedošlo k namotání hadic a kabelů na profil. Hliníkový rám chapadel je přišroubován na rám lože.



Obrázek 17. Otočné dvojchapadlo

3.3.1 Volba chapadla – pneumatické x hydraulické

Samotné chapadlo lze volit jako pneumatické nebo hydraulické.

- a. pneumatické chapadlo,
- b. hydraulické chapadlo.

<i>VOLBA CHAPADLA</i>		
	<i>Varianta č. 1</i>	<i>Varianta č. 2</i>
	Pneumatické chapadlo	Hydraulické chapadlo
náklady na konstrukci	3	3
nákupní náklady	3	2
výrobní náklady	0	0
náklady na montáž - mechanická	3	3
náklady na montáž - elektro	3	3
zpracování SW	3	3
finální seřízení	3	3
přívod energie do chapadla	4	1
vyvození požadované síly	3	5
potřebné periferie (tlakový vzduch, hydraulický agregát, ...)	5	1
SUMA	30	24

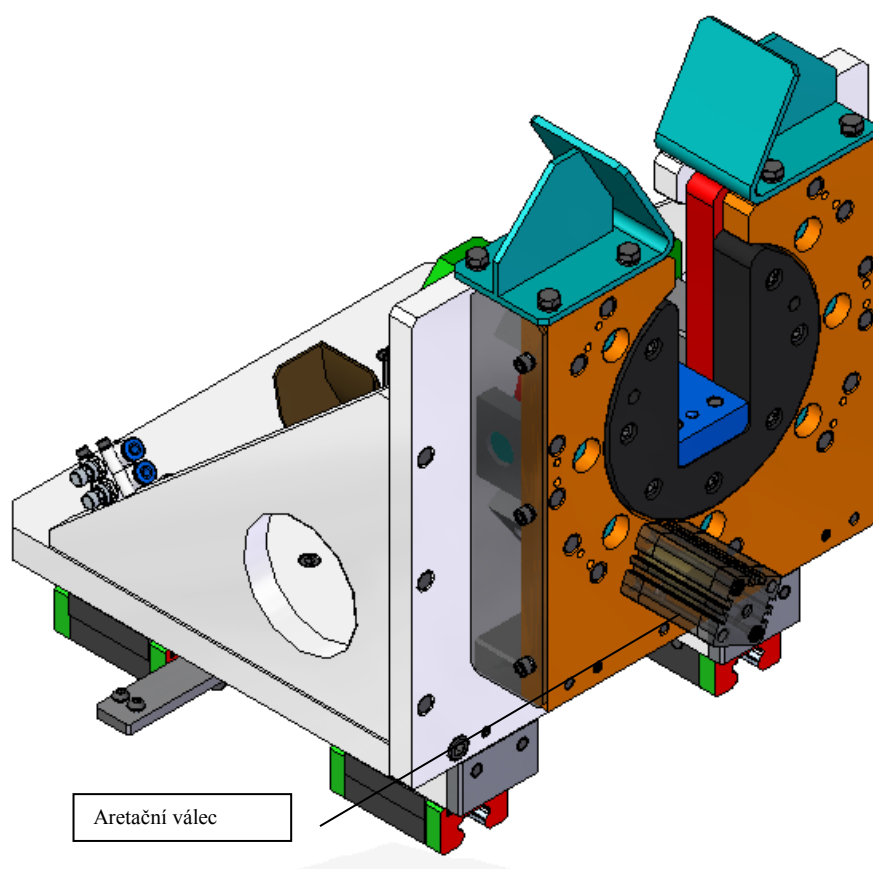
Tabulka 9. Porovnání konstrukčních variant "volba chapadla"

Při prvotním zamyšlení se zdá být hydraulické chapadlo lepší volbou a to z toho důvodu, že u hydraulického chapadla se snáze dosáhne požadované upínací síly. Ale pokud se provede analýza ostatních nákladů a pracnosti implementovat hydraulické chapadlo, vychází mnohem lépe chapadlo pneumatické i za cenu, že se bude muset volit poměrně velká velikost, aby bylo dostatečně dimenzované a tuhé.

Největší rozdíly ve výběru chapadla jsou patrné z tabulky a to zejména jeho samotná implementace do stroje. Pro provoz hydraulického chapadla je nutné pořídit hydraulický agregát, což jsou náklady navíc oproti pneumatickému chapadlu. Další velká nevýhoda hydraulického chapadla je přívod energií k samotnému chapadlu. Jelikož je nutné mít chapadlo otočné o 180° a ještě posuvné na vzdálenost cca 500 mm, vidím přívod pneumatickými hadicemi, které jsou mnohem poddajnější, jako mnohonásobně lepší řešení. Toto je jeden z hlavních důvodů, proč jsem se přiklonil k výběru chapadla pneumatického.

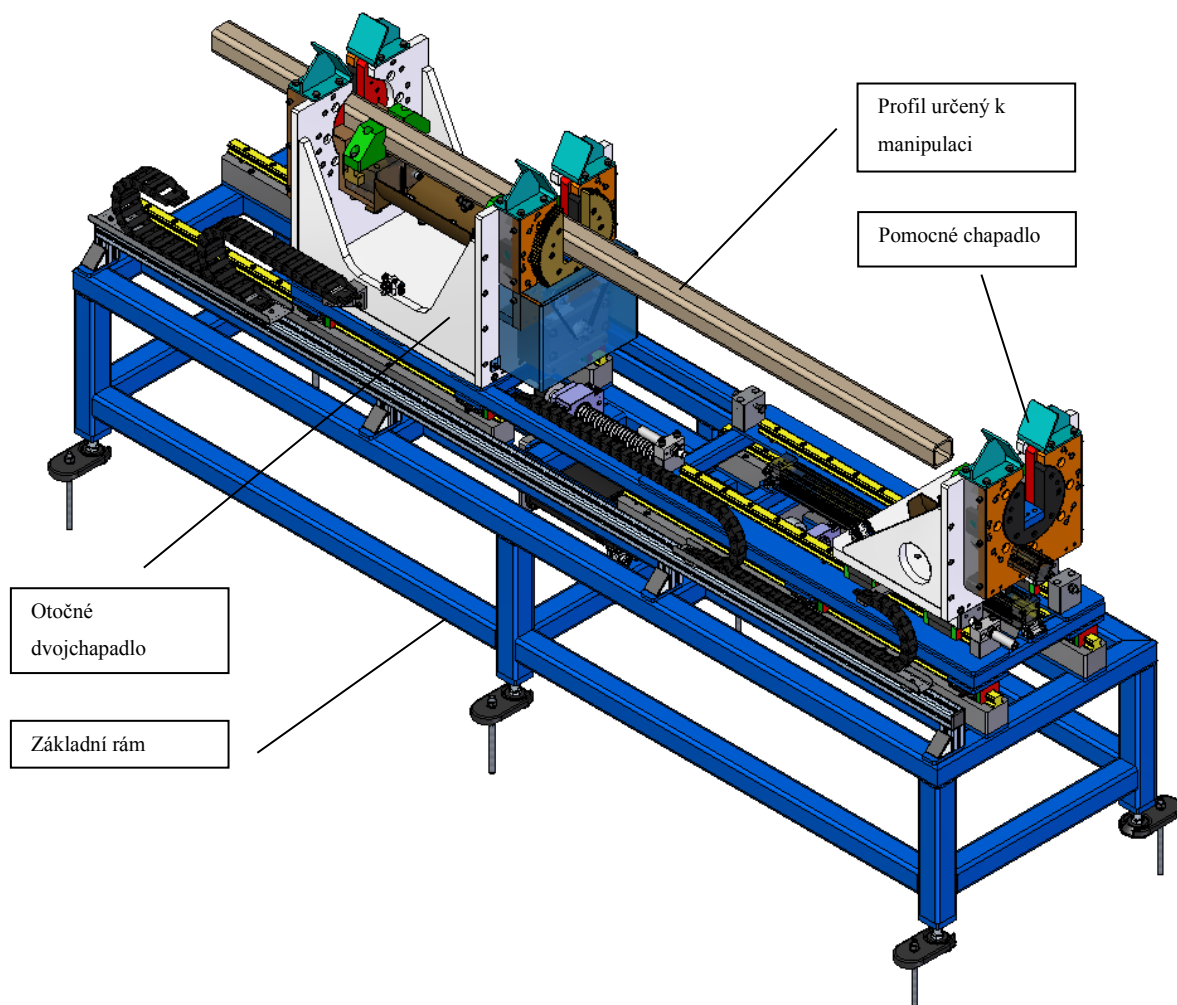
3.4 Otočné chapadlo jednoduché

Otočné chapadlo jednoduché je stejné konstrukce jako dvojchapadlo. Toto chapadlo slouží k manipulaci s profily délky 1800 – 3000 mm. Chapadlo je přesuvné tak, aby bezproblémově pokrylo celou škálu délek profilů. Pro délku 1800 – 2200 je chapadlo přesunuto do polohy blíže k dvojchapadlu, pro delší délky je chapadlo přesunuto o 500 mm dále od dvojchapadla. Jelikož pomocné chapadlo slouží pouze pro profily delší 1800 mm, je nutné mít zajištěnou polohu chapadla i pro kratší délky profilů. Zajištění chapadla je řešeno pneumatickým válcem, který zajistí neměnnou polohu chapadla při práci, kdy se chapadlo nepoužívá.



Obrázek 18. Pomocné otočné chapadlo

3.5 Výsledný konstrukční návrh jednotky zakládání do stroje



Obrázek 19. Jednotka zavážení do stroje

4 Koncepční návrh jednotky čištění profilu

Čistící jednotka je na první pohled nejjednodušší částí celého pracoviště. Skládá se pouze ze dvou základních částí a to spodního rámu (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 2) a horního naklápěcího rámu (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 3). Oba rámy jdou navrhnout vícero řešeními.

Pro vyhodnocování jednotlivých variant jsem opět použil stejnou metodiku výběru jako při předchozích konstrukčních návrzích. Pro přehlednost jsem sestavil pro každý konstrukční uzel tabulku porovnání konstrukčních variant. Technické ohodnocení jednotlivých variant je číslem 1 - 5, kde bodové ohodnocení „5“ je nejlepší a „1“ nejhorší. Po ohodnocení všech variant se body sečtou a provedení, jehož celkový bodový součet je nejvyšší, se jeví jako nejvýhodnější varianta. S touto variantou budu dále pracovat v řešení celkového zařízení.

Základní konstrukční uzly čistící jednotky:

1. Spodní rám (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 2),
2. Horní naklápěcí rám (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 3).

4.1 Spodní rám

Spodní rám čistící jednotky slouží jako základní nosný prvek celé této jednotky. Jako u všech základových rámu je nutné se zaměřit hlavně na jeho pevnost a tuhost. Tuhost rámu je důležitá hlavně z důvodu stability celého technologického procesu a zároveň dostatečná tuhost chrání prvky lineárního vedení od nežádoucích vibrací a tím jejich poničení.

Spodní rám lze řešit dvěma základními způsoby:

1. rám svařovaný z uzavřených ocelových profilů,
2. rám postavený z hliníkových profilů.

<i>SPODNÍ RÁM ČISTÍČÍ JEDNOTKY</i>		
	<i>Varianta č. 1</i>	<i>Varianta č. 2</i>
	ocelový základový rám	celohliníkový rám
náklady na konstrukci	2	2
nákupní náklady	4	2
náklady na montáž - mechanická	1	3
tuhost základového rámu	4	1
transport	4	2
SUMA	15	10

Tabulka 10. Porovnání konstrukčních variant "spodní rám čistící jednotky"

Dle výsledků v tabulce 10 je patrné, že mnohem lepší varianta je ocelový svařovaný rám, což se dalo také předpokládat. Spodní rám je relativně jednoduchý svařenec z uzavřených ocelových profilů. K tomuto rámu jsou přivařeny desky s pouzdry, která slouží jako lůžka pro horní naklápací rám a zároveň jako bod otáčení celého horního rámu. Pouzdra jsou navržena z masivního slinutého bronzu. Nevylil jsem klasická radiální ložiska, protože v tomto případě se nejedná o žádné vysokootáčkové pohyby a při stejné únosnosti se jeví kluzná bronzová pouzdra jako lepší varianta. Ve spodní části rámu je upevněn pneumatický válec (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 4), který vykonává hlavní naklápací pohyb. Pneumatický válec je osazený pneumatickým tlumením v koncových polohách, kvůli plynulejšímu zastavování bez zbytečných rázů. Spodní polohu horního naklápacího rámu řeší hrazda, na které jsou stavěcí šrouby, pomocí kterých lze spodní polohu nastavit tak, aby byla rovnoběžná s přenášecím manipulátorem. Rám je osazen šesti stavitelnými nožkami, které slouží pro vyrovnaní nerovnosti podlahy. V přední části rámu je „parkoviště“ pro odpadní vanu (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 1), do které vypadávají výstřižky z profilů.

4.2 Horní naklápací rám

Horní naklápací rám volím vzhledem ke své funkčnosti a vyložení bodu otáčení jako svařenec z uzavřených ocelových profilů. Aby nedocházelo k nežádoucímu kroucení rámu při zvedání nebo spouštění, je vyztužen na horní straně hliníkovou deskou (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 6), která je k rámu přišroubována. Tato deska zároveň slouží jako hlavní nosný prvek, ke kterému jsou připevněny ostatní funkční části celého naklápacího rámu.

Jedna z funkčních částí horního rámu je pevné chapadlo (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 8), které slouží k držení profilu při čištění. Toto chapadlo by bylo pro držení

nedostatečné, proto je na desce instalováno ještě jedno a to přesuvné (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 9). Přesuvné je voleno z důvodu velkého délkového rozptylu profilů. Přesuvné chapadlo má dvě polohy. Jednu pro profil délky 1000 mm ÷ 1760 mm, a druhou polohu pro profil delší než 1760 mm. Lineární pohyb přesouvání je zajištěn sestavou lineárního profilového vedení vozík (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 18) - kolejnice (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 14). Pohon přesouvacího chapadla lze řešit třemi základními způsoby:

1. manuální přesun s manuálním zajištěním polohy,
2. přesun pomocí pneumatického válce,
3. přesun pomocí elektrického pohonu a kuličkového šroubu.

PŘESOUVÁNÍ CHAPADLA			
	<i>Varianta č. 1</i>	<i>Varianta č. 2</i>	<i>Varianta č. 3</i>
	manuální přesun	pneumatický přesun	elektrický přesun
náklady na konstrukci	4	3	2
nákladní náklady	5	3	1
náklady na montáž - mechanická	4	3	2
náročnost pro obsluhu	3	1	1
SUMA	16	10	6

Tabulka 11. Porovnání konstrukčních variant "přesouvání chapadla"

Z tabulky 11 je zřejmé, že nejvýhodnější a také nejlevnějším řešením je varianta s manuálním přesouváním. Vzhledem k tomu jak malou mechanickou část je potřeba přesouvat a také s přihlédnutím k potřebě přesouvání chapadla jen při změně délky, je varianta manuálního přesouvání opravdu nejvhodnější a další dvě varianty by byly v tomto případě zbytečně komfortní a cenově nákladné.

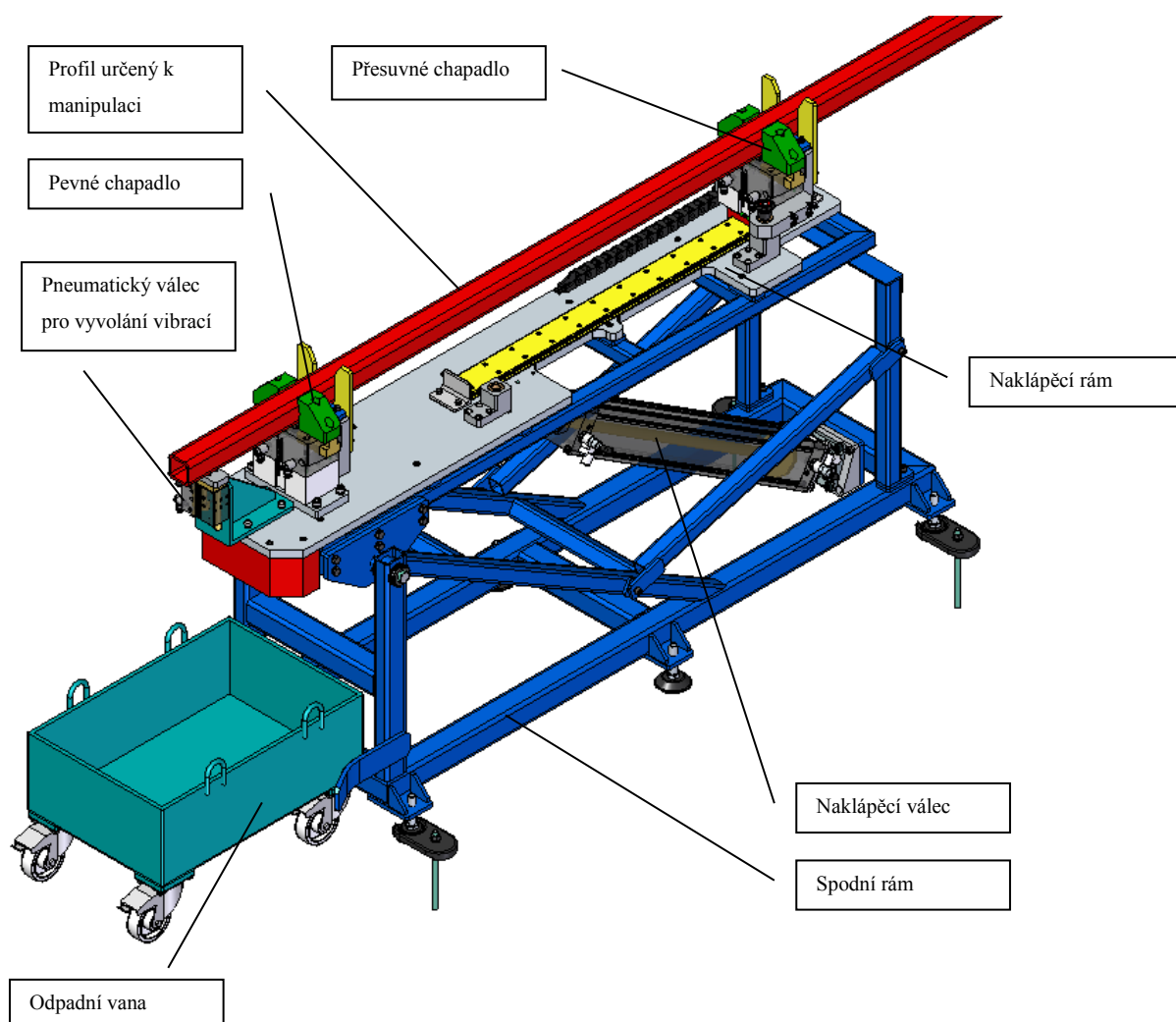
Zajištění polohy volím pomocí čepu (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 17) a pouzdra (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 11). Čep je v pouzdře indikován indukčním snímačem (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 10), takže při nesprávném přesunutí nebo nezaaretování vozíku s chapadlem, by nebylo možné pracoviště spustit. Přívod energií k chapadlu je přes energetický řetěz (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 15).

Vzhledem ke správnému vyvážení a hlavně posunutí těžiště celého horního rámu mezi bod otáčení a oko pro uchycení naklápečího válce (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 12) jsem umístil na levou stranu od bodu otáčení vyvažovací závaží (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 7).

Pro snadnější vysypávání výstřižků z profilu bude rám osazen pneumatickým válcem (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 13), který vždy v naklonené poloze několikrát rychle za sebou do profilu bouchne a bude tím simulovat vibrace v profilu, které zajistí vypadávání výstřižků pomůžou.

Konstrukce a provedení chapadel (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 8, 9) je principiálně shodné s chapadly jednotky pro zakládání profilu do pracovního stroje. Je zde pouze přepracované navádění profilu do chapadla (č. v. VAL0096-DP-2015-20-000, poz. 16) a samozřejmě odstraněno rotační uložení samotného chapadla.

4.3 Výsledný konstrukční čistící jednotky



Obrázek 20. Čistící jednotka

5 Přenášečí rameno

Přenášecí rameno slouží k základnímu přemísťování profilu mezi jednotlivými stanicemi. Z důvodu dodržení taktu zařízení, což je 20 s, jsem volil rameno jako trojnásobné tzn., že se budou přenášet vždy tři profily současně, myšleno v průběhu cyklu ne na začátku nebo konci výrobního plánu. Rameno bude vykonávat jak vodorovný přesun, tak i svislý přísun k jednotlivým jednotkám. I když bude rameno trojnásobné, je nutné mít poslední rameno posuvně nezávislé na prvních dvou z důvodu naklápění profilu v čistící stanici, kde by došlo ke kolizi naklopeného profilu s ramenem. Proto bude třetí rameno spojeno s prvními dvěma pneumatickým válcem, který bude třetí rameno přisouvat až po dokončení cyklu čištění.

Postup práce přenášečího ramene bude následující:

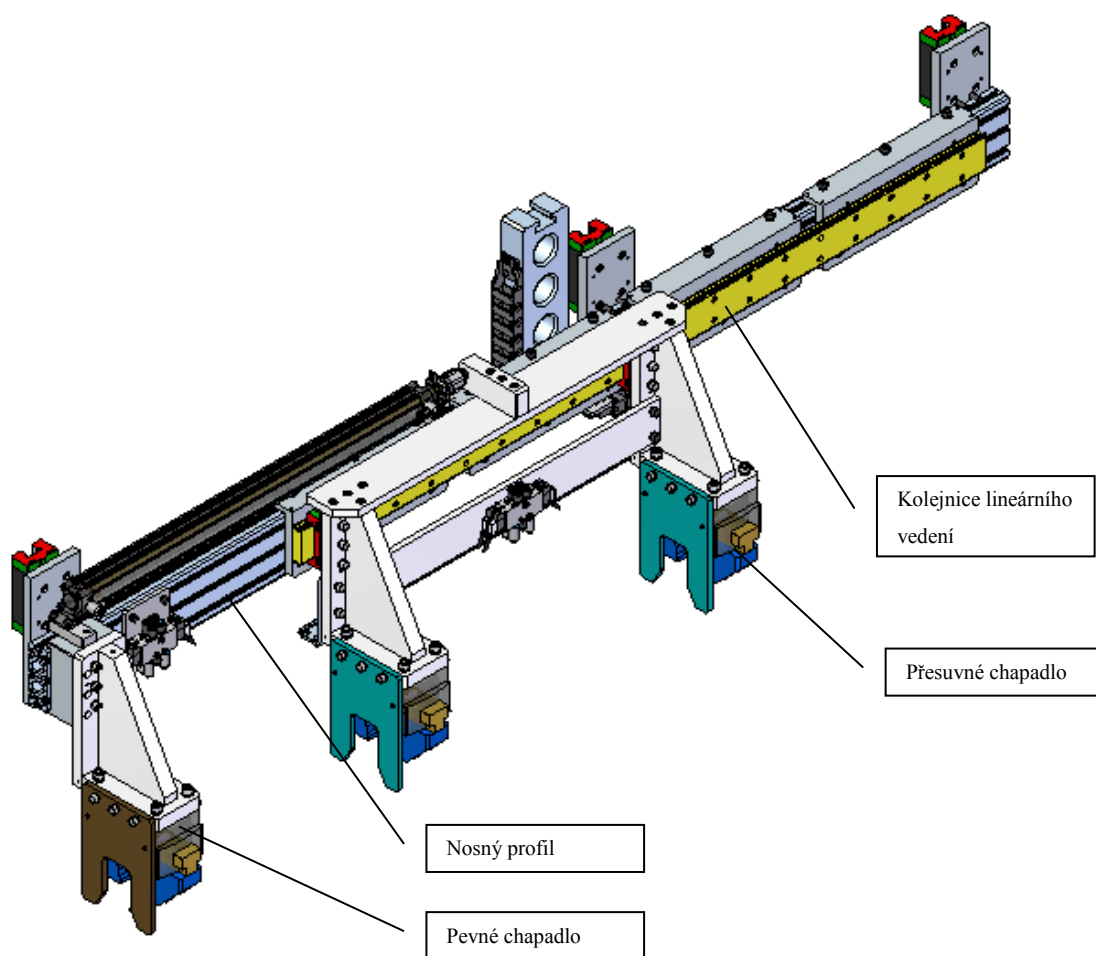
1. Všechna tři ramena (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 7, 8) se přisunou směrem dolů k jednotkám pracoviště.
2. Chapadla (č. v. VAL0096-DP-2000-34-000, list 2, poz. 19) umístěná na ramenech uchopí profil.
3. Ramena se zvednou do pozice pro přesouvání.
4. Proběhne přesun o 800 mm směrem od vstupního dopravníku k výstupnímu.
5. Proběhne opět přísun dolů směrem k jednotkám pracoviště. Při tomto kroku proběhne uzamknutí třetího ramene aretačními válci.
6. Další krok je rozevření chapadel a předání profilu pracovním jednotkám.
7. Po předání vyjedou ramena do přesouvací pozice.
8. Pokud jsou ramena v bezpečné pozici pro přesun, začne jejich přesouvání o 800 mm směrem ke vstupnímu dopravníku.
 - a. Pouze rameno č. 3 zůstává v poloze nad výstupním dopravníkem a čeká, až se dokončí cyklus čištění.
9. Po dokončení čištění se odemkne třetí rameno a přesouvá se o 800 mm směrem ke vstupu.
10. V tomto kroku jsou ramena připravena na další pracovní cyklus

Přenášecí ramena jsou umístěna na pohyblivých rámech (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 5, 6). Rámy přenášečích ramen jsou svařeny z uzavřených ocelových profilů. Ramena se na rámech nahoru a dolů pohybují pomocí pneumatických válců (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 16) s brzdou, která zaručí, že při přerušení energií nedojde k samovolnému pádu ramene a tím pádem k poškození zařízení. Zaručení

přímočarého pohybu je opět pomocí profilového lineárního vedení vozík (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 25) – kolejnice (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 17).

Z důvodů délky profilu je i zde nutné mít chapadla na rameni přesouvací. Jedno chapadlo, které u vstupu do pracovního stroje je vždy pevné, a další dvě nastavitelné. Přenastavení těchto dvou chapadel jsem volil pomocí pneumatického válce. Manuální přesouvání jsem nevolil z důvodu horšího přístupu k těmto chapadlům. Přímočarý pohyb je také zajištěn pomocí dvojice vozík (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 24) – kolejnice (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 23).

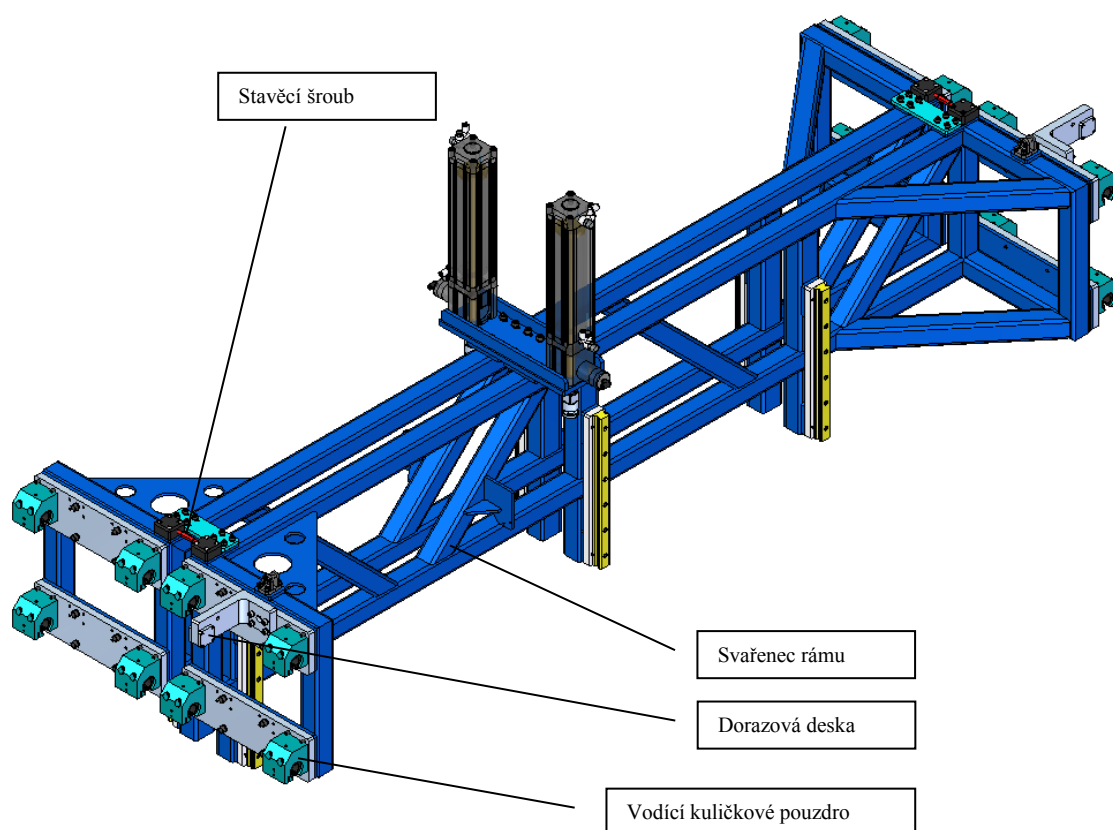
Základnou nosnou částí celého ramene je hliníkový profil (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 22). K tomuto profilu jsou pomocí drážkových matic (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 20, 21) přišroubovány ostatní části ramene.



Obrázek 21. Přenášečí rameno

5.1 Rám přenášečiho ramene

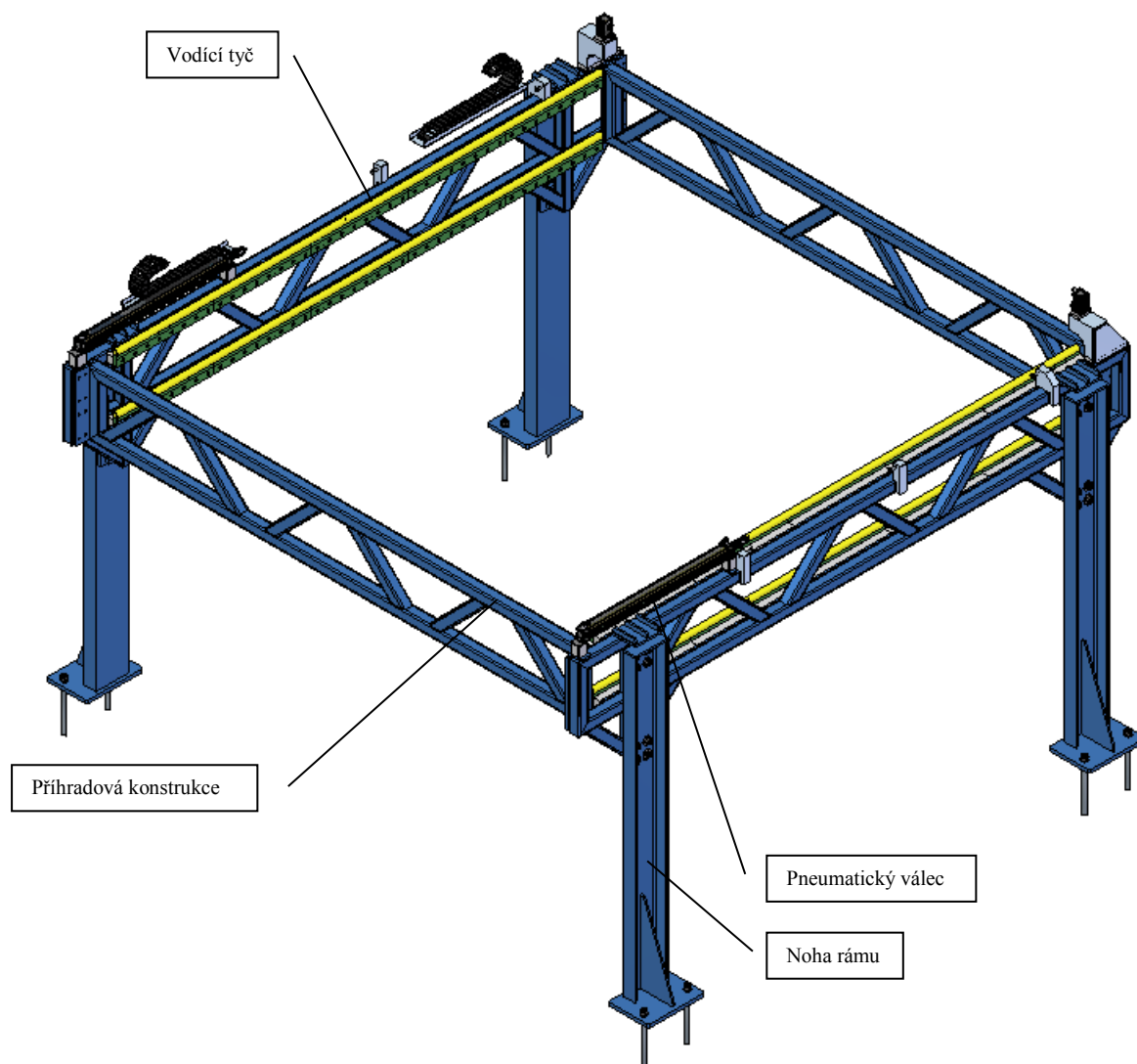
Rámy přenášečích ramen (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 12, 13) jsou svařeny z uzavřených ocelových profilů. U konstrukce těchto rámu jsem ani neuvažoval nad jinou variantou, než nad svařencem. Tato varianta je vzhledem k velikosti a tuhosti neoptimálnější. Rám ramene č. 1 je totožný jako rám ramene č. 3. Rám ramene č. 2 je principiálně také shodný, jen je provedený zrcadlově. Všechny tři rámy jsou k hlavnímu rámu uchyceny pomocí vodících tyčí a vodících kuličkových pouzder (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 18). První dva rámy jsou sešroubovány jako jeden celek. Jejich vzájemné spojení je voleno tak, aby bylo možné pomocí stavěcích šroubů (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 14) seřadit jejich vzájemnou polohu, resp. přesnou rozteč chapadel na rameni č. 1 a rameni č. 2. Obě krajní polohy při přesunu rámu jsou nastavitelné pomocí dorazových šroubů a dorazových desek (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 9, 15).



Obrázek 22. Rámy přenášečích ramen č. 1 a č. 2

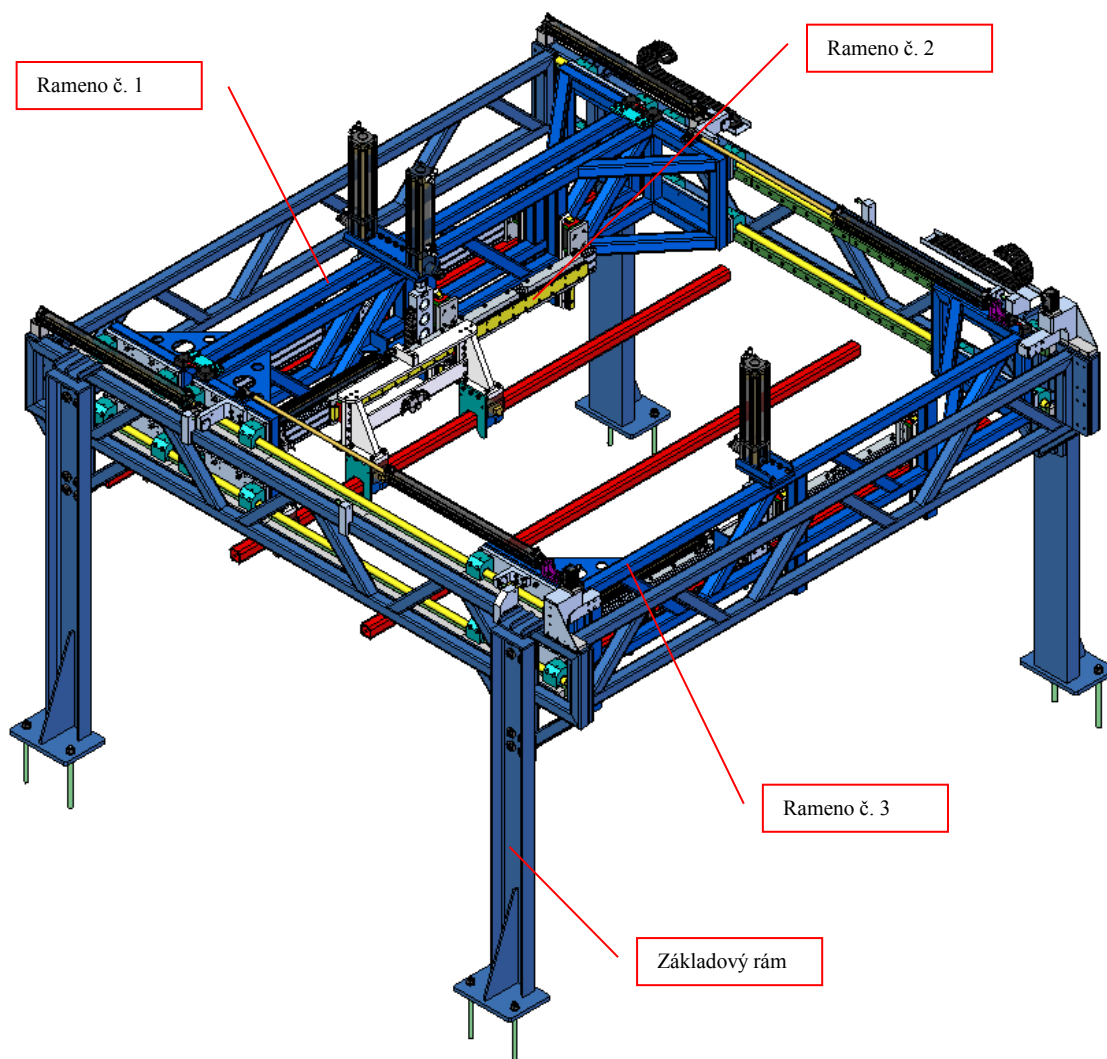
6 Základový rám manipulátoru

Základový rám manipulátoru je sešroubován ze čtyř příhradových nosníků (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 1, 2, 3) a čtyř nosných nohou (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 4). Příhradové nosníky jsou opět svařence z uzavřených ocelových profilů. Vzájemné sešroubování je pomocí stykových desek. Nosné nohy jsou navrženy z U-profilu s navařenou základnou, pomocí které jsou uchyceny do podlahy. Nohy vůči hornímu rámu jsou výškově seřiditelné, aby bylo možné nastavit správnou výšku celého rámu a tím pádem i přenášečích ramen a chapadel. Na horní straně rámu jsou přišroubovány pneumatické válce (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 10), které vykonávají přesun ramen. Přívod k ramenům a chapadlům je pomocí energetických řetězů (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 2, poz. 11). Na vnitřní straně rámu jsou přišroubovány vodící tyče, po kterých se pohybují ramena.



Obrázek 23. Základový rám manipulátoru

6.1 Manipulátor



Obrázek 24. Manipulátor

7 Manipulační zařízení – celek

Celé pracoviště manipulačního zařízení se skládá z navržených podskupin, a to z:

1. Zakládání do stroje (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 1),
2. Čištění profilu (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 2),
3. Manipulátor (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 3),
4. Vstupní dopravník (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 4),
5. Bezpečnostní oplocení (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 5),
6. Dopravník (výstupní) (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 6),
7. Pracovní stroj (č. v. VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 8).

Při sestavování plánu pracoviště je nutné brát v potaz osové rozteče jednotlivých částí tak, aby bylo dodrženo zadání a také, aby docházelo k bezproblémovému předávání profilů.

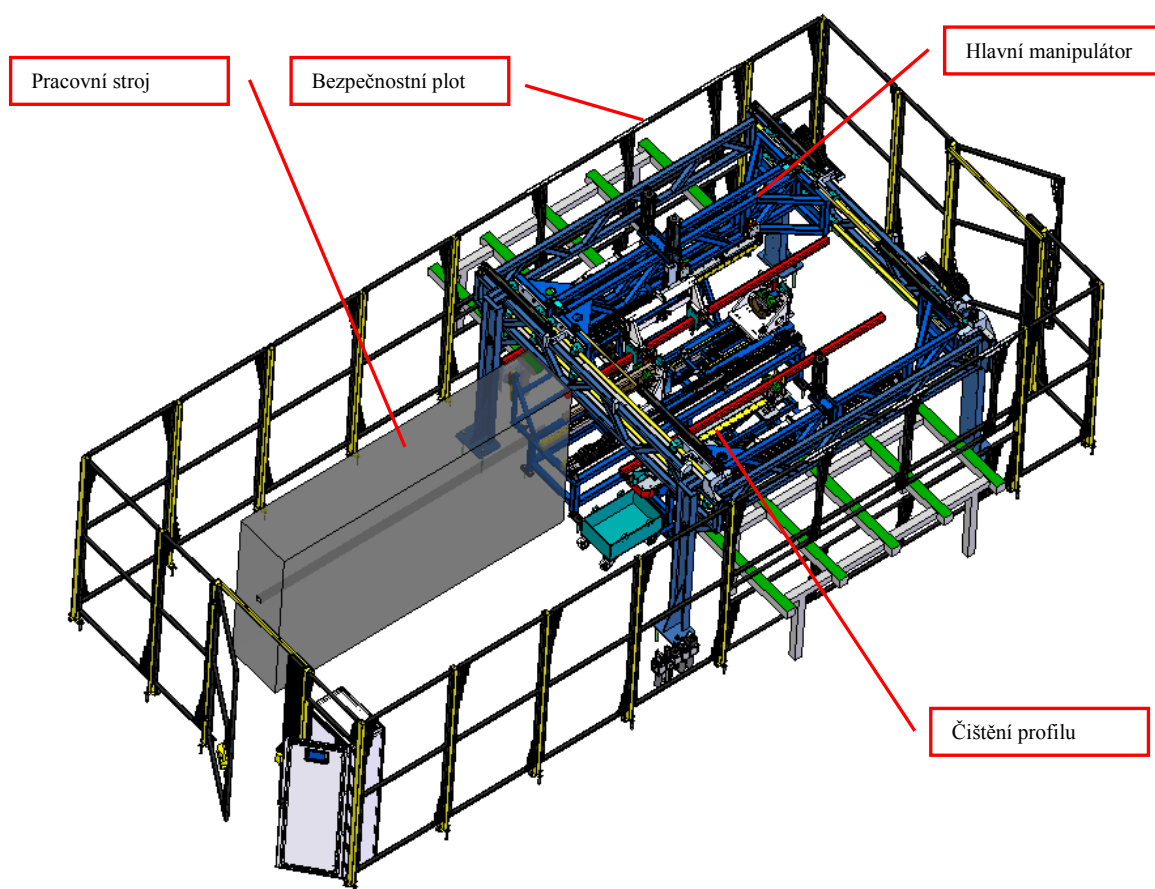
Vstup do manipulačního zařízení a následný výstup z něj není předmět této práce, nicméně jako vstup i výstup volím řetězový dopravník. Vstupní dopravník požaduji mít jako taktovaný s možností okamžitého zastavení z důvodu přesné a opakované polohy odebíraného profilu. Přesné zastavení lze realizovat tak, že vstupní dopravník bude osazen elektropohonem s měničem a dvěma indukčními čidly, která budou snímat projíždějící profil. První snímač bude sloužit ke zpomalení dopravníku a druhé k jeho okamžitému zastavení. Pokud bychom požadovali okamžité zastavení dopravníku bez předchozího zpomalení, je reálné nebezpečí, že dopravník nebude zastavovat opakovaně stejně dle polohy profilu na tomto dopravníku. Tato dvě čidla řeší i problém s nepřesným uložením profilů na dopravníku. Jelikož nebudeme zastavovat dopravník po ujetí předem dané dráhy (rozteče) ale podle umístění profilů na dopravníku, vždy dosáhneme přesné polohy profilů před odebráním.

Na vstupním dopravníku bude naistalován vstupní manipulátor, který připraví profil pro odebrání materiálu hlavním manipulátorem. Jelikož tvarová i rozměrová různorodost vstupního materiálu je velká, musí vstupní manipulátor zajistit vždy jak přesně určenou osovou výšku profilů, tak polohu jeho konce, který vstupuje do pracovního stroje.

Výšková opakovatelnost polohování je zaručena zvedáním manipulátoru pomocí kuličkového šroubu (VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 8) a servopohonu (VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 12). Převod mezi kuličkovým šroubem a pohonem je uskutečněn ozubeným řemenovým převodem (VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 9,

10, 15). Tento pohon vždy zvedne profil do stejné osové výšky od země bez ohledu na velikost profilu. Stejnou polohu konce profilu zajistím tak, že každý profil je uchycen chapadlem (VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 13) a následně přesunut pneumatickými minisaněmi (VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 14) směrem na pevný doraz (VAL0096-DP-2015-00-000, list 1, poz. 11). Pro zjištění polohy profilu na dorazu navrhuji vložit do pneumatického obvodu minisaní tlakový senzor, neboť při zastavení pneumatického pohonu dojde k nárůstu tlaku, až se tlak ustálí na hodnotě 0,6 MPa. V této poloze je profil připraven v „základní“ poloze pro odebrání hlavním manipulátorem.

Kolem celého pracoviště je postaven bezpečnostní plot. Plot je sestaven z ocelových sloupků kotvených do podlahy. Mezi těmito sloupky jsou pevně vsazeny ocelové rámy s drátěnými výplněmi. Toto oplocení dosahuje požadované úrovně bezpečnosti pro automatizační a robotické pracoviště. Vstup do prostoru manipulačního zařízení je pomocí dvou dveří, které jsou na protilehlých stranách oplocení. Oplocení je koncipované tak, aby bylo možné pro obsluhu nebo údržbu dostat se na všechna požadovaná místa manipulátoru a pracovních jednotek tzn., že kolem zařízení je prostor na volný průchod min. 850 mm. Tento prostor není dodržen jen v místech vstupního a výstupního dopravníku.



Obrázek 25. Manipulační zařízení

8 Výpočty

8.1 Výpočet uchopovací síly pro přenos profilu

Podle navržené koncepce budou všechny profily délky 1000 mm drženy při přenosu pouze dvěma chapadly. Profily o délce 3000 mm budou drženy třemi chapadly.

Pro výpočet uchopovací síly pro profily délky 1000 mm, ale i pro profily délky 3000 mm budu uvažovat pouze s nejtěžšími profily, což jsou:

- profil uzavřený svařovaný se čtvercovým průřezem 60x60x6 mm, délka 1000 mm,
- profil uzavřený svařovaný se čtvercovým průřezem 60x60x6 mm, délka 3000 mm,
- trubka podélně svařovaná hladká Ø60 – 4 mm, délka 1000 mm,
- trubka podélně svařovaná hladká Ø60 – 4 mm, délka 3000 mm.

Pro variantu a) a c) bude potřebná výsledná uchopovací síla rozdělena do dvou chapadel, zatímco pro variantu b) a d) bude síla rozdělena do tří chapadel.

Jelikož bude chapadlo univerzální pro všechny délky profilů, musím chapadlo vybrat tak, aby vyhovovalo pro všechny varianty.

Společné veličiny pro výpočet síly všech variant:

$$g = 9,807 \text{ m.s}^{-2}$$

gravitační zrychlení

$$k = 2$$

součinitel bezpečnosti - voleno

$$f = 0,15$$

součinitel tření železo - železo

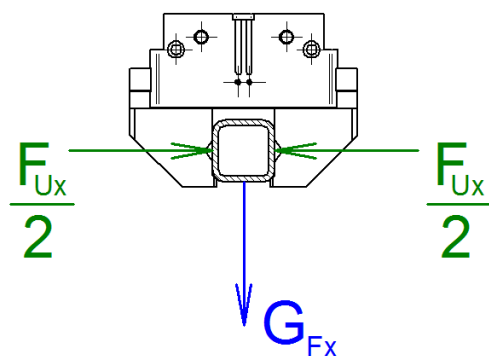
Materiál 1	Materiál 2	Statický, suchý povrch	Dynamický, suchý povrch	Statický, mastný povrch	Dynamický, mastný povrch	Zkušební metoda
Diamant	Kov	0,1 - 0,15	-	0,1	-	-
Sklo	Sklo	0,9 - 1,0	0,4	0,1 - 0,6	0,09 - 0,12	-
Sklo	Kov	0,5 - 0,7	-	0,2 - 0,3	-	-
Sklo	Nikl	0,78	0,56	-	-	-
Grafit	Grafit	0,1	-	0,1	-	-
Grafit	Ocel	0,1	-	0,1	-	-
Grafit (ve vakuu)	Grafit (ve vakuu)	0,5 - 0,8	-	-	-	-
Hard Carbon	Hard Carbon	0,16	-	0,12 - 0,14	-	-
Hard Carbon	Ocel	0,14	-	0,11 - 0,14	-	-
Železo	Železo	1	-	0,15 - 0,2	-	-

Tabulka 12. Koeficient tření (29)

Všechny fyzikální vlastnosti profilů jsou odečteny z programu SolidEdge ST6.

Název	Profil uzavřený svařovaný se čtvercovým průřezem, ČSN EN 10219-2		Trubka podélně svařovaná hladká, ČSN EN 10219-2	
Rozměr profilu [mm]	60x60x6		Ø 60 - 4	
Hmotnost 1 m [kg]	9,446		5,524	
Délka „l“ [mm]	1000	3000	1000	3000
Hustota materiálu „ρ“ [kg.m ⁻³]	7850		7850	
Hmotnost profilu dané délky [kg]	9,446	28,34	5,524	16,57

Tabulka 13. Fyzikální vlastnosti profilů



Obrázek 26. Rozložení sil - přenášení

$m_{P1000} = 9,446 \text{ kg}$ *hmotnost 1 m dlouhého profilu 60x60x6 mm*

$m_{P3000} = 28,34 \text{ kg}$ *hmotnost 3 m dlouhého profilu 60x60x6 mm*

$m_{T1000} = 5,524 \text{ kg}$ *hmotnost 1 m dlouhé trubky Ø 60 - 4 mm*

$m_{T3000} = 16,57 \text{ kg}$ *hmotnost 3 m dlouhé trubky Ø 60 - 4 mm*

Výpočet síly působící vlivem gravitace:

$$G_{F1} = m_{P1000} \cdot g = 9,446 \cdot 9,807 = 92,63 \text{ N} \quad (8-1)$$

gravitační síla 1 m profilu 60x60x6 mm

$$G_{F2} = m_{P3000} \cdot g = 28,34 \cdot 9,807 = 277,9 \text{ N} \quad (8-2)$$

gravitační síla 3 m profilu 60x60x6 mm

$$G_{F3} = m_{T1000} \cdot g = 5,524 \cdot 9,807 = 54,17 \text{ N} \quad (8-3)$$

gravitační síla 1 m trubky Ø 60-4 mm

$$G_{F4} = m_{T3000} \cdot g = 16,57 \cdot 9,807 = 162,5 \text{ N} \quad (8-4)$$

gravitační síla 3 m trubky Ø 60-4 mm

Výpočet upínací (třecí) síly:

$$F_{U1} = \frac{G_{F1} \cdot k}{f} = \frac{92,63 \cdot 2}{0,15} = 1235,07 \text{ N} \quad (8-5)$$

třecí síla pro přenos 1 m profilu 60x60x6 mm

$$F_{U2} = \frac{G_{F2} \cdot k}{f} = \frac{277,9 \cdot 2}{0,15} = 3705,33 \text{ N} \quad (8-6)$$

třecí síla pro přenos 3 m profilu 60x60x6 mm

$$F_{U3} = \frac{G_{F3} \cdot k}{f} = \frac{54,17 \cdot 2}{0,15} = 722,27 \text{ N} \quad (8-7)$$

třecí síla pro přenos 1 m trubky Ø 60-4 mm

$$F_{U4} = \frac{G_{F4} \cdot k}{f} = \frac{162,5 \cdot 2}{0,15} = 2166,67 \text{ N} \quad (8-8)$$

třecí síla pro přenos 3 m trubky Ø 60-4 mm

Výpočet síly chapadla:

p *počet chapadel*

$$F_{UV1} = \frac{F_{U1}}{p} = \frac{1235,07}{2} = 617,535 \text{ N} \quad (8-9)$$

minimální upínací síla chapadla 1 m profilu 60x60x3 – 2 chapadla

$$F_{UV2} = \frac{F_{U2}}{p} = \frac{3705,33}{3} = 1235,11 \text{ N} \quad (8-10)$$

minimální upínací síla chapadla 3 m profilu 60x60x3 – 3 chapadla

$$F_{UV3} = \frac{F_{U3}}{p} = \frac{722,27}{2} = 361,13 \text{ N} \quad (8-11)$$

minimální upínací síla chapadla 1 m trubky Ø 60-4 mm – 2 chapadla

$$F_{UV4} = \frac{F_{U4}}{p} = \frac{2166,67}{3} = 722,21 \text{ N} \quad (8-12)$$

minimální upínací síla chapadla 3 m trubky Ø 60-4 mm – 3 chapadla

$$F_{uvpř} = F_{uv2} = 1235,11 \text{ N} \quad (8-13)$$

minimální požadovaná upínací síla chapadla pro přenos

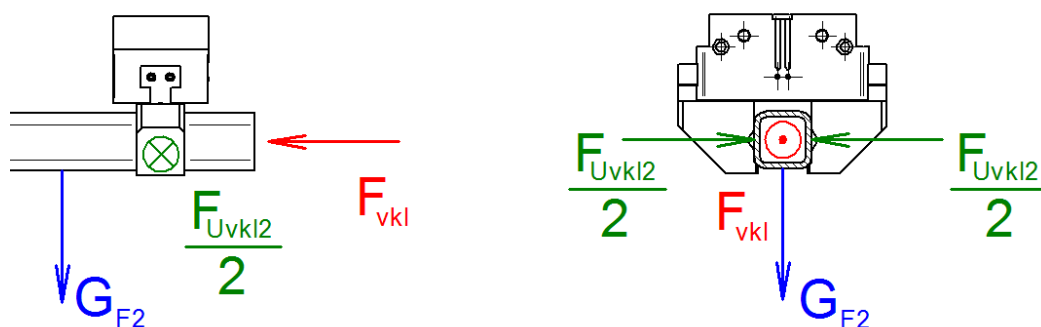
Z výpočtů (8-1) – (8-12) je zřejmé, že nejhorší varianta je varianta, kdy je nesen profil uzavřený svařovaný se čtvercovým průřezem o rozměru 60x60x6 mm délky 3 m.

Pro přenášení profilu je možné zvolit paralelní chapadlo HGPT-63-A-G2 od firmy Festo jehož upínací síla při 6 bar je $F = 1702 \text{ N}$, avšak toto chapadlo nemá dostatečný zdvih čelistí. Z tohoto důvodu volím paralelní chapadlo **HGPT-80-A-G2** od firmy Festo jehož upínací síla při 6 bar je **$F = 3102 \text{ N}$** (dle katalogu Festo (30 str. 8)).

8.2 Výpočet uchopovací síly pro vložení profilu do stroje

Pro tento výpočet platí stejné počáteční podmínky jako pro výpočet uchopovací síly pro přenos. Jelikož je nutné profil vkládat do stroje definovanou silou $F_{vkl} = 300 \text{ N}$, musí se i s touto silou počítat.

Z předchozího výpočtu je zřejmé, že nejhorší varianta pro přenos a tudíž i pro vkládání je „Profil uzavřený svařovaný se čtvercovým průřezem 60x60x6“ délky 3000 mm, proto vynechám výpočet ostatních variant a budu se věnovat jen výpočtu této uchopovací síly.



Obrázek 27. Rozložení sil - vkládání do stroje

Výpočet upínací (třecí) síly:

$$F_{Uvkl2} = \frac{(G_{F2} + F_{vkl}) \cdot k}{f} = \frac{(277,9 + 300) \cdot 2}{0,15} = 7705,33 \text{ N} \quad (8-14)$$

třecí síla pro vkládání do stroje 3 m profilu 60x60x6 mm

Výpočet síly chapadla:

$$F_{UVvkl} = \frac{F_{UVkl2}}{p} = \frac{7705,33}{3} = 2568,44 \text{ N} \quad (8-15)$$

*minimální požadovaná upínací síla chapadla pro
vkládání do stroje*

Pro vkládání profilu do stroje volím paralelní chapadlo **HGPT-80-A-G2** od firmy Festo jehož upínací síla při 6 bar je **$F = 3102 \text{ N}$** , (dle katalogu Festo (30 str. 8)).

8.3 Výpočet maximální délky profilu pro uchopení dvěma chapadly:

$$F_{ch} = 3102 \text{ N} \quad \text{upínací síla chapadla}$$

$$F_{ch} = \frac{(G_{F1} \cdot x + F_{vkl}) \cdot k}{2 \cdot f} \quad [\text{N}] \quad (8-16)$$

$$x = \frac{2 \cdot f \cdot F_{ch} - F_{vkl} \cdot k}{G_{F1} \cdot k} = \frac{2 \cdot 0,15 \cdot 3102 - 300 \cdot 2}{92,63 \cdot 2} \quad [\text{m}] \quad (8-17)$$

$$x = 1,784 \text{ m} \quad \text{maximální délka profilu pro uchopení dvěma
chapadly}$$

Vzhledem k vyššímu koeficientu bezpečnosti a na základě předchozího výpočtu volím maximální délku profilu pro přenos dvěma chapadly na **1800 mm**.

8.4 Výpočet upínací síly chapadla v závislosti na velikosti a délce profilu

Jelikož manipulační zařízení slouží pro přenos různé velikosti profilu i trubky a upínací chapadlo je nadimenzováno na nejtěžší manipulovatelný profil, což je profil 60x60x6 mm, je nutné zjistit upínací sílu resp. velikost tlaku pro ovládání chapadla tak, aby nedocházelo k deformaci profilů, resp. trubek.

Velikost upínací síly provedu stejným způsobem jako výpočet minimální uchopovací síly pro nejtěžší profil a následně převedu na vstupní tlak pro zvolené chapadlo.

Výpočty požadovaných sil a tlaků jsou provedeny podle následujících vztahů:

$$F_U = \frac{(m \cdot g \cdot l_p + F_{vkl}) \cdot k}{p \cdot f} \quad [\text{N}] \quad (8-18)$$

minimální požadovaná upínací síla

l_p [m] *délka profilu*

p [-] *počet chapadel*

$$p_{vst} = 0,6 \text{ MPa}$$

vstupní pneumatický tlak v okruhu

$$p_{chap} = \frac{F_U}{F_{ch}} \cdot p_{vst} \quad [\text{MPa}] \quad (8-19)$$

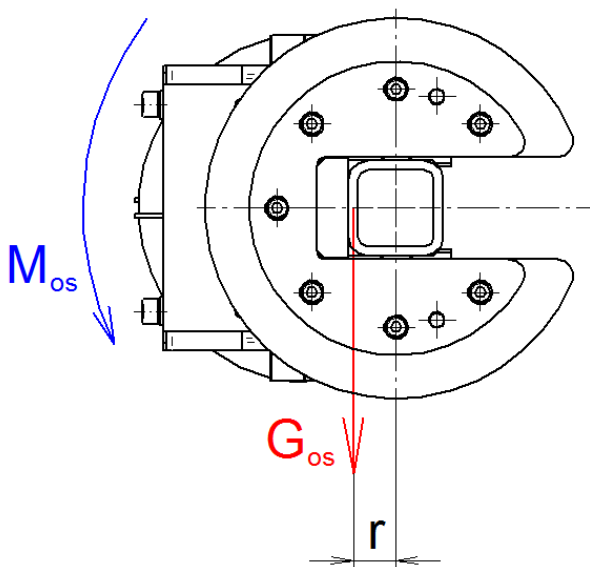
minimální požadovaný pneumatický tlak v chapadle

Výsledné síly a požadované tlaky v chapadle jsou pro vybrané typy profilů zobrazeny v tabulkách A-1, A-2, A-3 v příloze A.

Podle tabulek A-1, A-2, A-3 je patrné, že požadovaný tlak v pneumatickém chapadle se musí pohybovat v rozmezí (2,74 ÷ 6,02) bar dle zvoleného typu a velikosti přenášeného profilu nebo trubky. Minimální hodnoty tlaku jsem v každé tabulce označil modře a maximální hodnoty tlaku jsou označeny červeně vždy pro daný typ produktu.

Pro změnu tlaku bude nejkomfortnější a hlavně nejspolehlivější použít proporcionální tlakový ventil. Pro tuto aplikaci volím ventil *VPPM-8F-L-1-F-0L10H-A4P-C1* (dle katalogu Festo (31 str. 11)).

8.5 Výpočet velikosti pohonu pro otáčení profilu



Obrázek 28. Výpočet momentu

Výpočet momentu M :

$$r = 27 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

rameno

$$m_{os} = 105 \text{ kg}$$

hmotnost všech otáčených součástí

$$g = 9,807 \text{ m.s}^{-2}$$

gravitační zrychlení

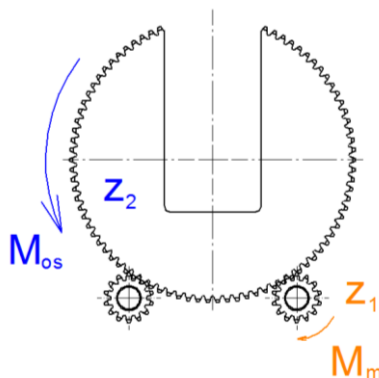
$$G_{os} = m_{os} \cdot g = 105 \cdot 9,807 = 1027,7 \text{ N} \quad (8-20)$$

tíhová síla otáčených součástí

$$M_{os} = G_{os} \cdot r = 1027,7 \cdot 27 \cdot 10^{-3} = 27,8 \text{ N.m} \quad (8-21)$$

výsledný moment pro otáčení profilu

Výpočet momentu motoru M_m :



Obrázek 29. Ozubený převod

$$m = 2,5 \text{ mm}$$

normalizovaný modul ozubeného soukolí

$$z_1 = 14$$

počet zubů hnacího (malého) ozubeného kola

$$z_2 = 90$$

počet zubů hnaného (velkého) ozubeného kola

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{14} = 6,43 \quad [-] \quad (8-22)$$

převodový poměr ozubeného soukolí

$$n_2 = 0,5 \text{ s}^{-1}$$

otáčky hnaného ozubeného kola = profilu

$$n_1 = i \cdot n_2 = 6,43 \cdot 0,5 = 3,21 \text{ s}^{-1} \quad (8-23)$$

otáčky hnacího ozubeného kola

$$n_1 = 3,21 \cdot 60 = 192,6 \text{ min}^{-1}$$

$$M_m = \frac{M_{os}}{i} \cdot k = \frac{27,8}{6,43} \cdot 1,5 = 6,49 \text{ N.m} \quad (8-24)$$

výsledný minimální krouticí moment motoru

Výpočet výkonu pohonu:

$$n_{1v} = 400 \text{ min}^{-1}$$

otáčky pohonu – voleno

Otáčky pohonu volím záměrně 2x vyšší než požadované, abych měl dostatečnou rezervu v případě potřeby zrychlení otáčení.

$$P_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot M_m}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 400 \cdot 6,49}{60} \quad [\text{W}] \quad (8-25)$$

$$P_m = 271,85 \text{ W}$$

vypočtený minimální výkon pohonu

$$P_{or} = 400 \text{ W}$$

volený výkon pohonu

Dle vypočteného výkonu volím servopohon s nejvyšším bližším výkonem, a to pohon IndraDyn S **MSM031C-0300-NN-M0-CH1** (dle katalogu Bosch-Rexroth (32 stránky 5, 17). Vzhledem k tomu, že je nutné zachovat polohu natočení i po vypnutí, volím pohon s brzdou.

Velikost ozubeného kola jsem volil dle velikosti otoče chapadla tak, aby bylo možné kolo upravit vyfrézováním drážky pro vložení přenášeného profilu.

8.6 Výpočet tlumiče rázu – tlumení koncových poloh přestavování pomocného chapadla

Tlumič rázu použiji pro měkčí dojetí jednotky pohyblivých čelistí do koncových poloh. Tato jednotka je uložena v jednotce „Zakládání profilu do stroje“. Návrh tlumiče byl proveden v SW FestoQuickSearch.exe, který přesměruje po výběru na webovou aplikaci „YSR – nástroj pro výběr“, což je návrh tlumiče.

YSR - nástroj pro výběr

1. zvolte typ použítí 2. příměřový pohyb 3. informace o konfiguraci úlohy 4. návrh tlumiče nárazu

informace o konfiguraci úlohy

všeobecné informace

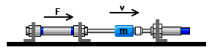
m pohyblivá hmotnost 110 kg

F přídavná síla 483 N

v rychlost nárazu 0.5 m/s

x počet zdvihů 1 1/s

n počet tlumičů nárazu 1



Obrázek 30. Zadané parametry tlumiče

YSR - nástroj pro výběr

1. zvolte typ použítí 2. příměřový pohyb 3. informace o konfiguraci úlohy 4. návrh tlumiče nárazu

tlumič nárazu

DYSR-16-20-Y5

kinetická energie na zdvih 13.8 J

pracovní energie na zdvih 9.7 J

přích energie na zdvih 23.4 J

přích energie na hodinu 84276 J

rychlost nárazu 0.5 m/s

zářez 110 kg

přídavná síla 483 N

výsledky

73% 84% 17% 69% 30%

výsledky

32 J 100000 J 3 m/s 160 kg 1600 N

obrázek výrobku

volby

20/50 pohled

přikládání

katalogový list

dokumentace

zobrazit cenu

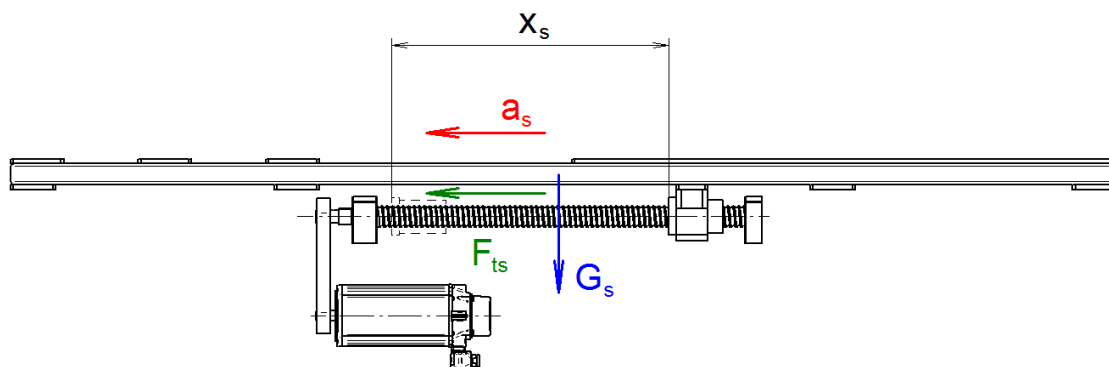
vložit do nákupního košíku

typ	připevňovací závit	vlastnosti tlumení	zdvih	energie/zdvih	energie/hodinu	rychlost	zářez	přídavná síla
DYSR-16-20-Y5	M20x1.25	nastaviteln.	20 mm	73 %	84 %	17 %	69 %	30 %
DYSR-16-20-Y5-T	M22x1.5	nastaviteln.	20 mm	73 %	84 %	17 %	69 %	30 %
DYSR-20-25-Y5	M24x1.25	nastaviteln.	25 mm	41 %	69 %	17 %	44 %	19 %
DYSR-20-25-Y5-T	M26x1.5	nastaviteln.	25 mm	41 %	69 %	17 %	44 %	19 %

Obrázek 31. Výsledky návrhu tlumiče

Pro tuto aplikaci volím tlumič rázu „**DYSR-16-20-Y5**“

8.7 Výpočet velikosti servopohonu a kuličkového šroubu pro přesun suportu základací jednotky



Obrázek 32. Schéma uložení kuličkového šroubu

Výpočet a kontrolu kuličkového šroubu jsem prováděl dle doporučeného postupu firmy Hiwin, který je uveden v katalogu kuličkových šroubů. (33)

Vstupní parametry:

$m_s = 440 \text{ kg}$	<i>hmotnost pohybujícího se suportu</i>
$g = 9,807 \text{ m.s}^{-2}$	<i>gravitační zrychlení</i>
$a_s = 1,5 \text{ m.s}^{-2}$	<i>zrychlení suportu</i>
$v_s = 0,4 \text{ m.s}^{-1}$	<i>maximální rychlost suportu základací jednotky</i>
$k_s = 4$	<i>součinitel bezpečnosti</i>
$f_t = 0,1$	<i>součinitel tření „kuličkový šroub – matice“</i>
$x_s = 520 \text{ mm}$	<i>maximální zdvih suportu</i>
$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$	<i>modul pružnosti kuličkového šroubu</i>
$f_u = 2$	<i>koeficient uložení kuličkového šroubu</i>
$\eta = 0,88$	<i>účinnost kuličkového šroubu</i>
$F_{vkl} = 300 \text{ N}$	<i>síla pro založení do stroje</i>

Výpočet velikosti kuličkového šroubu:

$$F_d = m_s \cdot a_s = 440 \cdot 1,5 = 660 \text{ N} \quad (8-26)$$

dynamická síla působící na šroub

$$G_s = m_s \cdot g = 440 \cdot 9,807 = 4314,93 \text{ N} \quad (8-27)$$

gravitační síla pohybujícího se suportu

$$F_{ts} = \frac{G_s}{f_t} = \frac{4314,93}{0,1} = 43149,8 \text{ N} \quad (8-28)$$

třecí síla působící na kuličkový šroub suportu

$$F_{zat} = F_{ts} + F_d + F_{vkl} = 43149,8 + 660 + 300 = 44109,8 \text{ N} \quad (8-29)$$

zatěžující síla kuličkového šroubu suportu

$$d_k = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot x_s^2 \cdot k_s \cdot F_{zat}}{\pi^3 \cdot f_u \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 520^2 \cdot 4 \cdot 44109,8}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 1 \cdot 10^5}} = 29,3 \text{ mm} \quad (8-30)$$

minimální střední průměr kuličkového šroubu suportu

dle katalogu kuličkových šroubů Hiwin (33) volím šroub, s nejbližším vyšším průměrem d_k :

R40-10K4-FSCDIN

Označení	ds ±0,1	P	D g6	D1	D2	D3	Uspořá- dání otvorů	L	L1	L2	L3	S	B	dk	C _{dyn} [N]	C ₀ [N]	Max. axiální vůle [mm]	Hmotnost matice [kg/ks]	Hmot- nost šroubu [kg/m]
R15-05K4-FSCDIN	13,8	5	28	48	38	5,5	1	38	10	10	5	M6	40	11,8	12600	21000	0,04	0,17	1,50
R16-05T3-FSIDIN	15,5	5	28	48	38	5,5	1	40	10	10	5	M6	40	12,9	7320	12470	0,04	0,17	1,58
R16-10K3-FSCDIN	14,6	10	28	48	38	5,5	1	45	10	10	5	M6	40	12,5	9100	19300	0,04	0,19	1,42
R16-16K3-FSCDIN	14,4	16	28	48	38	5,5	1	61	12	20	6	M6	40	13,0	9100	19300	0,04	0,30	1,58
R20-05K4-FSCDIN	19,5	5	36	58	47	6,6	1	40	10	10	5	M6	44	16,9	13400	32740	0,04	0,29	2,47
R20-10K3-FSCDIN	19,3	10	36	58	47	6,6	1	48	10	10	5	M6	44	16,6	10000	23500	0,04	0,32	2,47
R20-20K2-FSCDIN	19,5	20	36	58	47	6,6	1	57	10	10	5	M6	44	17,1	6800	15300	0,04	0,36	2,47
R20-20K4-DFSCDIN	19,5	20	36	58	47	6,6	1	57	10	10	5	M6	44	17,1	12300	30500	0,04	0,36	2,47
R25-05K4-FSCDIN	24,9	5	40	62	51	6,6	1	43	10	12	5	M6	48	22,3	14900	41500	0,04	0,31	3,85
R25-10K4-FSCDIN	24,4	10	40	62	51	6,6	1	61	10	16	5	M6	48	21,8	15900	40400	0,04	0,39	3,85
R25-25K2-FSCDIN	24,7	25	40	62	51	6,6	1	70	10	16	5	M6	48	22,1	7500	19300	0,04	0,43	3,85
R25-25K4-DFSCDIN	24,7	25	40	62	51	6,6	1	70	10	16	5	M6	48	22,1	13500	38200	0,04	0,43	3,85
R32-05K6-FSCDIN	31,7	5	50	80	65	9,0	1	48	12	12	6	M6	62	29,1	23900	81900	0,04	0,59	6,31
R32-10K5-FSCDIN	31,8	10	50	80	65	9,0	1	77	12	16	6	M6	62	28,6	31500	80100	0,04	1,02	6,31
R32-20K3-FSCDIN	31,8	20	50	80	65	9,0	1	88	12	16	7	M6	62	28,6	17000	48500	0,04	1,02	6,31
R32-32K2-FSCDIN	31,9	32	50	80	65	9,0	1	88	12	12	6	M6	62	28,7	11600	31800	0,04	1,20	6,31
R32-32K4-DFSCDIN	31,9	32	50	80	65	9,0	1	88	12	12	6	M6	62	28,7	20600	62200	0,04	1,33	6,31
R40-05K6-FSCDIN	39,4	5	63	93	78	9,0	2	50	14	10	7	M8x1	70	36,8	25900	100600	0,04	1,10	9,87
R40-10K4-FSCDIN	37,8	10	63	93	78	9,0	2	70	14	16	7	M8x1	70	32,8	45000	123000	0,04	1,25	9,87
R40-20K3-FSCDIN	37,8	20	63	93	78	9,0	2	88	14	16	7	M8x1	70	32,8	34850	94000	0,07	1,45	9,87
R40-40K2-FSCDIN	37,8	40	63	93	78	9,0	2	102	14	16	7	M8x1	70	32,9	23000	58400	0,07	1,60	9,87
R40-40K4-DFSCDIN	37,8	40	63	93	78	9,0	2	102	14	16	7	M8x1	70	32,9	41500	115800	0,07	1,60	9,87
R50-05K6-FSCDIN	49,3	5	75	110	93	11	2	70	16	10	8	M8x1	85	46,8	28300	127200	0,07	1,30	15,41

Tabulka 14. Katalogový list kuličkových šroubů Hiwin (33)

Výpočet maximálních otáček kuličkového šroubu:

$$n_k = f_u \cdot \frac{d_k}{x_s^2} \cdot 10^8 = 2 \cdot \frac{32,8}{520^2} \cdot 10^8 = 24260,36 \text{ min}^{-1} \quad (8-31)$$

kritické otáčky kuličkového šroubu suportu

$$n_{\max} = n_k \cdot 0,8 = 24260,36 \cdot 0,8 = 19408,28 \text{ min}^{-1} \quad (8-32)$$

maximální otáčky kuličkového šroubu suportu

Kontrola vzpěrné tuhosti kuličkového šroubu:

$$F_k = f_u \cdot \frac{d_k^4}{x_s^2} \cdot 10^5 = 2 \cdot \frac{32,8^4}{520^2} \cdot 10^5 = 856088,54 \text{ N} \quad (8-33)$$

*max. teoretická dovolená axiální síla na
kuličkový šroub suportu*

Výpočet životnosti kuličkového šroubu v otáčkách:

$$n_m = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{P} = \frac{0,4 \cdot 1000 \cdot 60}{10} = 2400 \text{ min}^{-1} \quad (8-34)$$

nominální otáčky kuličkového šroubu suportu

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{G_s} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{45000}{4314,93} \right)^3 \cdot 10^6 = 1134269560,3 \text{ ot} \quad (8-35)$$

životnost kuličkového šroubu v otáčkách

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60} = \frac{1134151276}{2400 \cdot 60} = 7876,87 \text{ hod} \quad (8-36)$$

*životnost kuličkového šroubu v provozních
hodinách*

Výpočet hnacího krouticího momentu:

$$M_s = \frac{G_s \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{4314,93 \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 7,804 \text{ N.m} \quad (8-37)$$

hnací krouticí moment

Výpočet výkonu servopohonu:

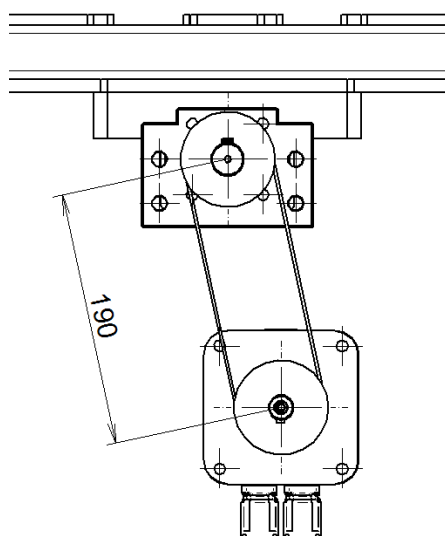
$$P_s = \frac{M_s \cdot 2 \cdot n_m \cdot \pi}{60} = \frac{7,804 \cdot 2 \cdot 2400 \cdot \pi}{60} = 1961,36 \text{ W} \quad (8-38)$$

vypočtený výkon servopohonu

Na základě výpočtu volím kuličkový šroub **R40-10K4-FSCDIN** (dle katalogu Hiwin (33 str. 14)). Uložení šroubů volím na straně servopohonu pevné radioaxiálním ložiskem BK30 (dle katalogu Hiwin (33 stránky 34, 38)) a na opačné straně volné uložení radiálním ložiskem BF30 (dle katalogu Hiwin (33 stránky 36, 38)).

Dle vypočteného krouticího momentu a výkonu volím servopohon s nejvyšším bližším výkonem, a to IndraDyn S **MSK061C-XXXX-NN-X2-UPX-XNNN** (dle katalogu Bosch-Rexroth (34 str. 3). Přesnější specifikace pohonu je nutné doplnit po konzultaci s elektro projektantem a programátorem pohonů, aby se přesně specifikovaly elektrické a elektronické požadavky na pohon.

8.8 Výpočet řemenového převodu servopohon-kuličkový šroub pro přesun profilu do pracovního stroje



Obrázek 33. Schéma řemenového převodu

Výpočet řemenového pohonu jsem prováděl pomocí software Design Flex Pro, ver. 2.07/2.00/2.08/ Evropa.

Zadávací parametry:

Vstupní parametry pro návržení řemenového převodu jsou:

$P_{sv} = 2,2 \text{ kW}$	<i>výkon servopohonu</i>
$n = 3000 \text{ min}^{-1}$	<i>nominální otáčky servopohonu</i>
$i_f = 1$	<i>převodový poměr</i>
$L_f = 190 \text{ mm}$	<i>nominální osová vzdálenost</i>

Design Flex, Konstrukce #1, Ver. 2.07/2.00/2.08/ Evropa

Soubor Možnosti pohonu Nástroje Návod

Desired Belt Line

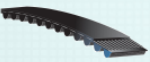
- ☐ Synchronizační
 - ☐ Poly Chain GT Carbon
 - ☐ Poly Chain GT2
 - ☐ PowerGrip GT3
 - ☒ PowerGrip HTD
 - ☐ CTB
- ☐ Klinové řemeny
- ☐ Náhradí řetězový převod

Délka

Šířka

Název aplikace:

[Dostupná novější verze:](#)



[Klikněte pro informace o PowerGrip HTD](#)

Motor

Elektrický motor ☒ VFD / Soft Start ☐

3-fáze ☐

Výkon kW

Motor Eff. %

Rám motoru

Převodovka

Poměr otáč

Výstupní ryc

Provozní součinitel

Synchroni

Help

Otáčky řemenice hnací

Minimální otáčky - 4 %

Nominální otáčky +/- 4 %

Maximální otáčky + 4 %

Převodový poměr ☐ Zrychlit

Středová vzdálenost mezi hřídelemi

Min. osová vzd. - 10 %

Nom. osová vzd. +/- 10 %

Max. osová vzd. + 10 %

Pouzdra ke zvažení

☐ QD

☐ Taper-Lock

☒ Minimální světlost

Maximální obvodová rychlost m / s

Řemenice hnací

Průměr hřídele mm

Délka hřídele mm

Max. dia mm

Max šířka mm

Řemenice hnací

Průměr hřídele mm

Délka hřídele mm

Max. dia mm

Max šířka mm

Vložit pro úsporu energi

Vymazat

Obrázek 34. Zadávací parametry řemenového převodu

Výsledky:

Design Flex Přehled řešení, Konstrukce #1, Ver. 2.07/2.00/2.08/ Evropa

Soubor Možnosti Návod

Tisk Zavřít

Zobrazit řešení obsahující:


☒ Neskladová položka - 18

☐ Problémové pohony - 8

Synchronizační

Vybráno	I	Produkt řada	Řemen	Hnací (Zuby)	Hraní (Zuby)	Rychlost hnací	Rozdíl rychlostí	Předimanzování	Rel. Náklady	Osová vzdálenost (mm)	Δ osových vzd. (mm)	Na hřídel (kg)
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	565-5M-25	38	38	3 000,0	0	1,0	1,4	187	-3	30
<input checked="" type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	580-5M-25	40	40	3 000,0	0	1,1	1,4	190	0	29
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	600-5M-25	44	44	3 000,0	0	1,2	1,4	190	0	27
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	615-5M-25	48	48	3 000,0	0	1,4	1,4	188	-2	25
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	645-5M-25	56	56	3 000,0	0	1,6	1,5	182	-8	22
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	670-5M-15	60	60	3 000,0	0	1,0	1,0	185	-5	20
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	700-5M-15	64	64	3 000,0	0	1,1	1,0	190	0	19
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	740-5M-15	72	72	3 000,0	0	1,2	1,0	190	0	18
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	560-8M-20	24	24	3 000,0	0	1,2	1,2	184	-6	30
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	576-8M-20	26	26	3 000,0	0	1,3	1,3	184	-6	28
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	600-8M-20	28	28	3 000,0	0	1,5	1,3	188	-2	27
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	608-8M-20	30	30	3 000,0	0	1,6	1,3	184	-6	26
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	624-8M-20	32	32	3 000,0	0	1,9	1,3	184	-6	25
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	640-8M-20	34	34	3 000,0	0	2,2	1,3	184	-6	24
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	656-8M-20	36	36	3 000,0	0	2,5	1,4	184	-6	23
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	720-8M-20	40	40	3 000,0	0	3,1	1,4	200	10	22
<input type="checkbox"/>		PowerGrip HTD	760-8M-20	48	48	3 000,0	0	3,6	1,5	188	-2	22

Tabulka 15. Výsledky řemenového převodu

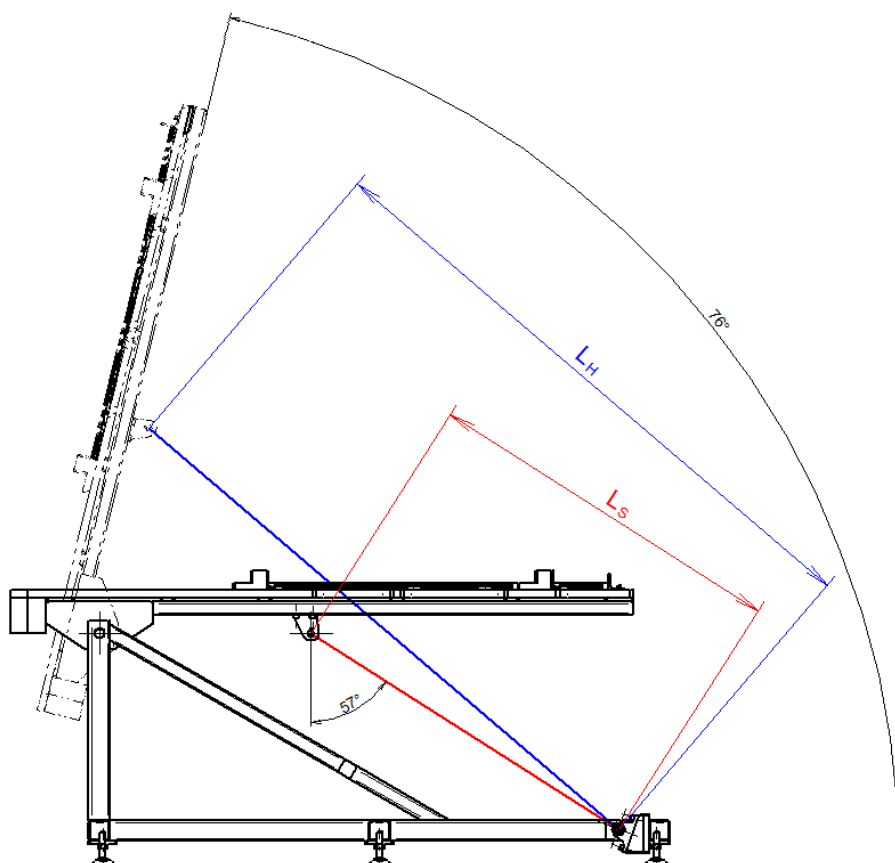
 Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu Design Flex	
<div> <div>Navrženo pro:</div> <div>Zajišťuje:</div> </div>	
<div> <div>Aplikace:</div> <div>Pohon posunu zakládání</div> </div>	
<div> <div>VSTUP</div> <div> <div>Info. o pohonu</div> <div> <div> <div>Poměr otáček: 1,00</div> <div>Výkon motoru: 2,2 kW, Účinnost: 92,00%</div> <div>Provozní faktor: 1,6</div> <div>Konstr. výkon: 3,52 kW</div> <div>Středová vzdálenost: 171 až 209 mm</div> </div> <div> <div> <div>Otáčky za minutu:</div> <div>Maximální obvodová rychlost:</div> <div>Průměr hřídele:</div> <div>Kontrolovaná pouzdra:</div> <div>Kontrolované řemeny:</div> </div> <div> <div>Hnací</div> <div>3000,0</div> <div>33 m / s</div> <div>19 mm</div> <div>Minimální díra</div> <div>PowerGrip HTD</div> </div> <div> <div>Hnaný</div> <div>3000,0 +/-4%</div> <div>33 m / s</div> <div>25 mm</div> <div></div> <div></div> </div> </div> </div> <div>Elektrický motor</div> </div> </div>	
<div> <div>ZVOLENÝ POHON</div> <div> <div> <div>Typ řemene: PowerGrip HTD - 5M</div> <div> <div>Poměr otáček: 1,0</div> <div>Rychlost hnaná: 3000,0</div> <div>Nominální výkon: 3,84 kW</div> <div>Na hřídel 283 N</div> <div>Středová vzdálenost: 190,0 mm</div> <div>Instalační tolerance: 169,7 mm až 190,8 mm</div> </div> <div> <div>Díl č.:</div> <div>Produkt č.:</div> <div>Horní šířka:</div> <div>Hmotnost:</div> <div>Obv. rychl. m/s:</div> <div>Otáčky za minutu:</div> <div>Pouzdro položka č.:</div> <div>Díra:</div> <div>Roztečný průměr:</div> </div> <div> <div>Řemen</div> <div>580-5M-25</div> <div>9293-55019</div> <div>--</div> <div>57 g</div> <div>10,0 m / s</div> <div>1034,4</div> <div>--</div> <div>--</div> <div>--</div> </div> <div> <div>Hnací</div> <div>40-5M-25</div> <div>--</div> <div>--</div> <div>9,8 m / s</div> <div>3000,0</div> <div>Minimální díra</div> <div>--</div> <div>63,66 mm</div> </div> <div> <div>Hnaný</div> <div>40-5M-25</div> <div>--</div> <div>--</div> <div>9,8 m / s</div> <div>3000,0</div> <div>Minimální díra</div> <div>--</div> <div>63,66 mm</div> </div> </div> </div> </div>	
<div> <div>NAPĚTÍ</div> <div> <div> <div>Průhyb na drážku/žebro:</div> <div>Síla v průhybu na drážku/žebro:</div> <div>Sonic - měřič napětí</div> <div>Frekvence řemene:</div> <div>Nastavení Sonicu:</div> </div> <div> <div>Nový řemen</div> <div>2,97 mm</div> <div>1,3 až 1,4 kg</div> <div>100 až 105 Hz</div> <div>Hmotnost: 3,9g / m, Šířka: 25mm#R, Rozpětí: 190mm</div> </div> <div> <div>Použitý řemen</div> <div>2,97 mm</div> <div>1,0 až 1,1 kg</div> <div>84 až 90 Hz</div> <div></div> </div> <div> <div>Pokud plánujete demontáž použitých řemenů, změňte a zaznamenejte napětí před demontáží a napněte řemen na původní napětí.</div> </div> </div> </div>	
<div> <div>POZNÁMKY</div> <div> <div> <div>- Šířka řemene byla zadána uživatelem.</div> <div>- Tento pohon nebyl zvolen Design Flexem; šířka/délka řemene byla zadána uživatelem.</div> <div>- Motážní přesnost vychází ze zadaného rozsahu osových vzdáleností.</div> <div>- Maximální průměr díry hnací řemenice je menší než zadaný průměr hřídele.</div> <div>- Hnací řemenice musí mít požadovaný průměr díry. Počítejte s delší dobou výroby..</div> <div>- Hnací řemenice; hřídel by měla odpovídat volnému uložení H8. Hřídel musí vniknout na 100%.</div> <div>- Maximální průměr díry hnané řemenice je menší než zadaný průměr hřídele.</div> <div>- Hnaná řemenice musí mít nestandardní průměr díry. Počítejte s delší dodací lhůtou.</div> <div>- Průměr díry hnané řemenice; hřídel by měla odpovídat volnému uložení Class LC2. Hřídel musí vniknout na 100%.</div> </div> <div> <div>- V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců.</div> <div>- Výrobky nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech.</div> </div> </div> </div>	

Obrázek 35. Protokol vybraného řemenového převodu

Dle vypočtených výsledků v tabulce 15 volím ozubený převod s nejmenším možným počtem zubů a s osovou vzdáleností 190 mm. Tomu odpovídá produktová řada **PowerGrip HTD – 5M**, typ **580-5M-25** a řemenice typu **40-5M-25**.

8.9 Návrh zdvihu válce pro naklápění

Pro čištění profilů, myšleno odstranění všech výstřižků zevnitř profilu vysypáním/vyklepáním, považuji za dostatečný úhel náklonu úhel $70^\circ - 80^\circ$. Na základě této volby náklonu musím zvolit pneumatický válec s požadovaným zdvihem. Uložení konců pneumatického válce volím ve středu horního naklápěcího rámu (uložení oka pístnice) a v pravé dolní části spodního pevného rámu (uložení paty těla válce).



Obrázek 36. Volba zdvihu pneumatického válce při naklápění

Dle obrázku 36 jsou patrné délky celého pneumatického válce ve spodní i horní úvrati, kde:

$$L_S = 1024 \text{ mm}$$

celková délka válce ve spodní úvrati

$$L_H = 1734 \text{ mm}$$

celková délka válce v horní úvrati

$$H = L_H - L_S$$

[mm] (8-39)

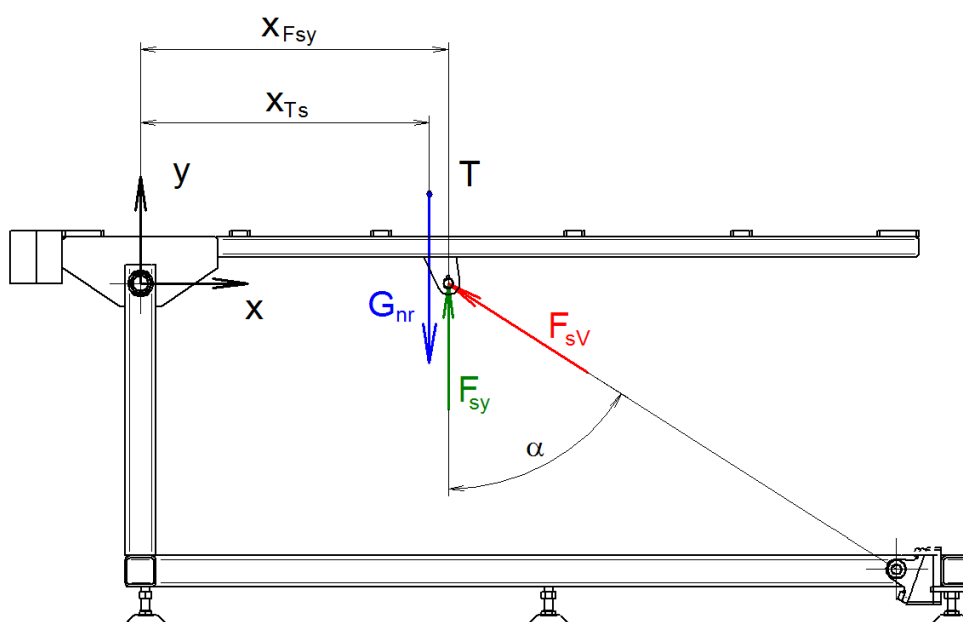
požadovaný zdvih pneumatického válce

$$H = 1734 - 1024 = 710 \text{ mm}$$

Dle výpočtu volím zdvih válce $H = 700 \text{ mm}$.

8.9.1 Návrh velikosti a typu válce pro naklápění

Jak je patrné z předchozího obrázku 36, je nutné uložit pneumatický válec pod úhlem vůči hornímu naklápěcímu rámu. Uložení oka pístnice volím do středu rámu (ve směru osy x i ve směru osy y). Úhel uložení válce bude závislý na jeho velikosti, proto musím nejprve udělat hrubý výpočet velikosti válce. Po konstrukčním zapracování válce do rámu znovu provedu výpočet s již přesným uložením válce vůči rámu. Na dimenzi válce má značný vliv úhel „ α “ výsledné síly válce vůči hornímu rámu. Pro předběžný hrubý návrh volím úhel $\alpha = 50^\circ$. Jelikož při tomto výpočtu zanedbám tření v čepu, volím dostatečně velkou bezpečnost a to $k = 1,5$. Pro výpočet síly je nutné počítat s nejhorší možnou variantou a to je manipulace s profilem 60x60x6 délky 3 m.



Obrázek 37. Rozložení sil při zvedání rámu ve spodní poloze - volený směr síly F

$$m_{nr} = 170 \text{ kg}$$

maximální hmotnost naklápěcího rámu s profilem

$$x_{Ts} = 556,5 \text{ mm}$$

x -ová vzdálenost těžiště naklápěcího rámu od bodu otáčení

$$x_{Fsy} = 593 \text{ mm}$$

x -ová vzdálenost působící síly od bodu otáčení

$$\alpha = 50^\circ$$

přibližně zvolený úhel svírající působící sílu s její y -ovou složkou ve spodní úvrati

$$k_{nr} = 1,5$$

volená bezpečnost pro výpočet síly pneumatického válce

Rovnice rovnováhy na páce dle obrázku 37:

Výpočet provedu pomocí momentové rovnováhy na páce, kde platí:

$$F_{sy} \cdot x_{Fsy} = G_{nr} \cdot x_{Ts} \quad (8-40)$$

$$G_{nr} = m_{nr} \cdot g = 170,9,807 = 1667,19 \text{ N} \quad (8-41)$$

tíhová síla horního rámu

$$F_{sy} = \frac{G_{HR} \cdot x_{Ts}}{x_{Fsy}} \quad [\text{N}] \quad (8-42)$$

y-ová složka působící síly

$$F_{sy} = \frac{1667,19 \cdot 556,5}{593} = 1564,57 \text{ N}$$

Požadovaná minimální síla se vypočte s její y-ové složky, kterou jsem určil z momentové rovnováhy na páce, a úhlu α , který navzájem svírají.

$$\cos \alpha_s = \frac{k \cdot F_{sy}}{F_{sv}} \quad (8-43)$$

$$F_{sv} = \frac{k \cdot F_{sy}}{\cos \alpha_s} \quad [\text{N}] \quad (8-44)$$

výsledná síla ve spodní úvrati

$$F_{sv} = \frac{1,5 \cdot 1564,57}{\cos 50} = \frac{2346,86}{0,643} = 3649,86 \text{ N}$$

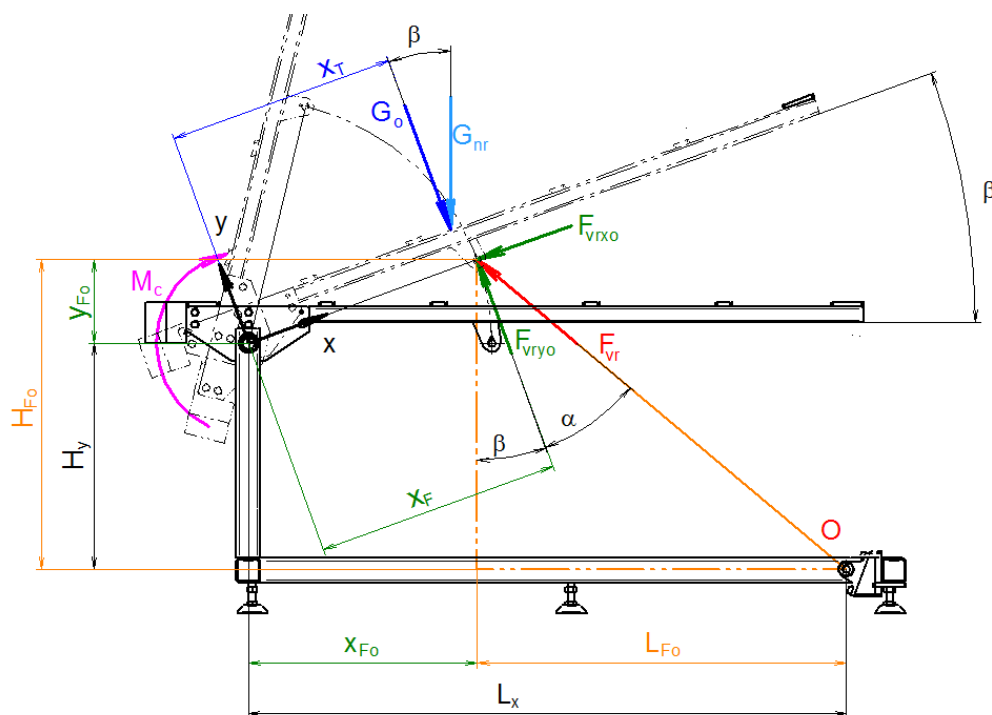
Dle hrubého výpočtu je potřeba minimální síla $F = 3649,86 \text{ N}$. Aby došlo k bezproblémovému naklonění rámu, je nutné zvolit pneumatický válec, který bude mít sílu výsuvu pístu větší než požadovaná. Tomuto požadavku vyhovuje pneumatický válec velikosti pístu 100 mm, jehož síla je 4712 N.

V závislosti na požadovaném zdvihu a síle volím pneumatický válec **DNC-100-700-PPV-A** (dle katalogu Festo (35 str. 8)).

Jako pojistku proti neočekávanému pádu bude pneumatický válec osazen vzduchem ovládaným zpětným ventilem se škrticím a zpětným ventilem řady **ASP** firmy SMC.

8.9.2 Výpočet kinematických veličin v obecné poloze

Z obrázku 37 je patrné, že úhel pístnice a horního naklápěcího rámu je proměnný v závislosti na naklonění rámu (výsuvu pístnice). Z tohoto důvodu provedu výpočet v celém rozsahu naklonění rámu a výsledky shrnu v souhrnné tabulce a grafu. Pro výpočet již budu počítat i s čepovým třením otočného čepu.



Obrázek 38. Rozložení sil při zvedání rámu v obecné poloze

$$m_{nr} = 170 \text{ kg}$$

maximální hmotnost naklápěcího rámu s profilem

$$L_x = 1456,5 \text{ mm}$$

x-ová vzdálenost uchycení válce od osy otáčení

$$H_y = 550,5 \text{ mm}$$

y-ová vzdálenost uchycení válce od osy otáčení

$$H_v = 1024 \text{ mm}$$

délka válce „oko pístnice-upevnění válce“

$$x_F = 593 \text{ mm}$$

poloměr otáčení oka pístnice válce

$$x_T = 556,5 \text{ mm}$$

poloměr otáčení těžiště

$$k_{nr} = 1,5$$

volená bezpečnost pro výpočet síly
pneumatického válce

$$r_c = 15 \text{ mm}$$

poloměr čepu otáčení

$$f_c = 0,16$$

součinitel tření ocel-bronz

Rovnice rovnováhy na páce dle obrázku 38:

Výpočet provedu pomocí momentové rovnováhy na páce, kde platí:

$$F_{yo} \cdot x_F = G_o \cdot x_T + M_c \quad (8-45)$$

$$G_{nr} = 1667,19 \text{ N} \quad \text{tíhová síla horního rámu, z rovnice (8-41)}$$

$$G_o = G_{nr} \cdot \cos \beta \quad [\text{N}] \quad (8-46)$$

y-ová složka tíhové síly

$$M_c = r_c \cdot f_c \cdot G_{nr} \quad [\text{N.m}] \quad (8-47)$$

čepový moment tření

$$M_c = 0,015 \cdot 0,16 \cdot 1667,19 = 4 \text{ N.m}$$

$$F_{yo} = \frac{G_o \cdot x_T + M_c}{x_F} \quad [\text{N}] \quad (8-48)$$

y-ová složka působící síly

Požadovaná minimální síla se vypočte z její y-ové složky, kterou jsem určil z momentové rovnováhy na páce dle obrázku 38, úhlu α , který navzájem svírají, a volené bezpečnosti.

$$\cos \alpha_s = \frac{k \cdot F_{yo}}{F_V} \quad (8-49)$$

$$F_V = \frac{k \cdot F_{yo}}{\cos \alpha} \quad [\text{N}] \quad (8-50)$$

výsledná síla ve spodní úvrati

Pomocné rovnice dle obrázku 38:

$$x_{Fo} = x_F \cdot \cos \beta \quad [\text{mm}] \quad (8-51)$$

*x-ová souřadnice výsledné síly od osy otáčení
v závislosti na naklopení rámu*

$$y_{Fo} = y_F \cdot \sin \beta \quad [\text{mm}] \quad (8-52)$$

*y-ová souřadnice výsledné síly od osy otáčení
v závislosti na naklopení rámu*

$$\alpha_o = \arctg \left(\frac{L_x - x_{Fo}}{H_y + y_{Fo}} \right) - \beta \quad [^\circ] \quad (8-53)$$

úhel svírající působící síla se svojí y-ovou složkou

$$z = \sqrt{(L_x - x_{Fo})^2 + (H_y + y_{Fo})^2} - H_v \quad [\text{mm}] \quad (8-54)$$

*zdvih pneumatického válce v závislosti na
naklopení rámu*

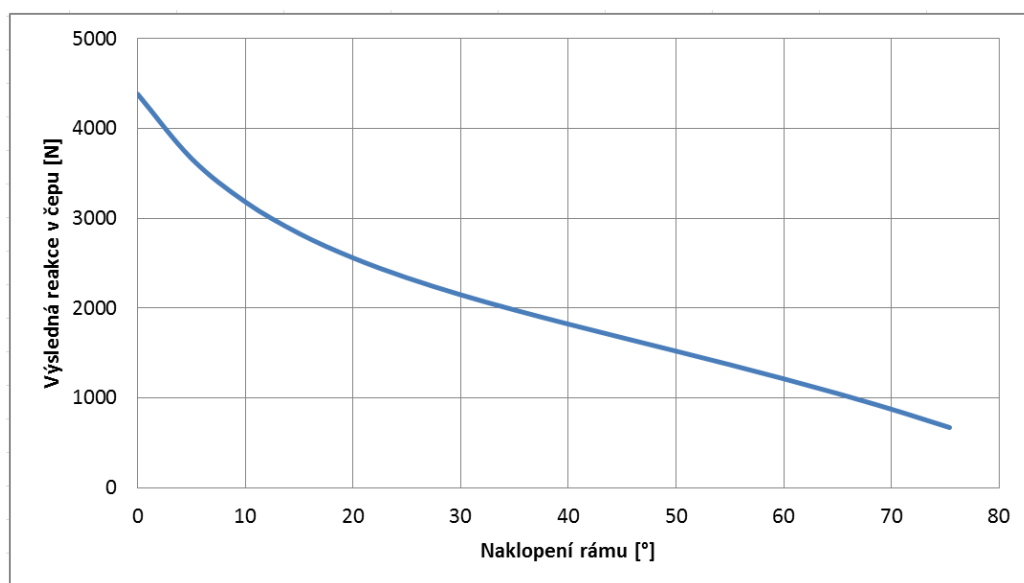
Velikost síly a zdvihu pneumatického válce v závislosti na naklopení rámu

β [°]	0	5	10	15	20	25	30	35
α [°]	57,48	50,18	43,17	36,46	30,05	23,92	18,07	12,46
F [N]	4384,35	3666,47	3182,63	2830,99	2559,3	2337,85	2148,43	1979,13
z [mm]	0	30,6	66,1	105,8	149,1	195,2	243,5	293,4
β [°]	40	45	50	55	60	65	70	75,4
α [°]	7,09	1,92	-3,06	-7,87	-12,53	-17,06	-21,46	-25,76
F [N]	1821,78	1670,48	1520,76	1369,07	1212,38	1048,01	873,33	670,01
z [mm]	344,4	396	447,7	499,2	550,1	600,1	649	700

Tabulka 16. Závislost síly a zdvihu pneumatického válce na úhlu naklonění horního rámu

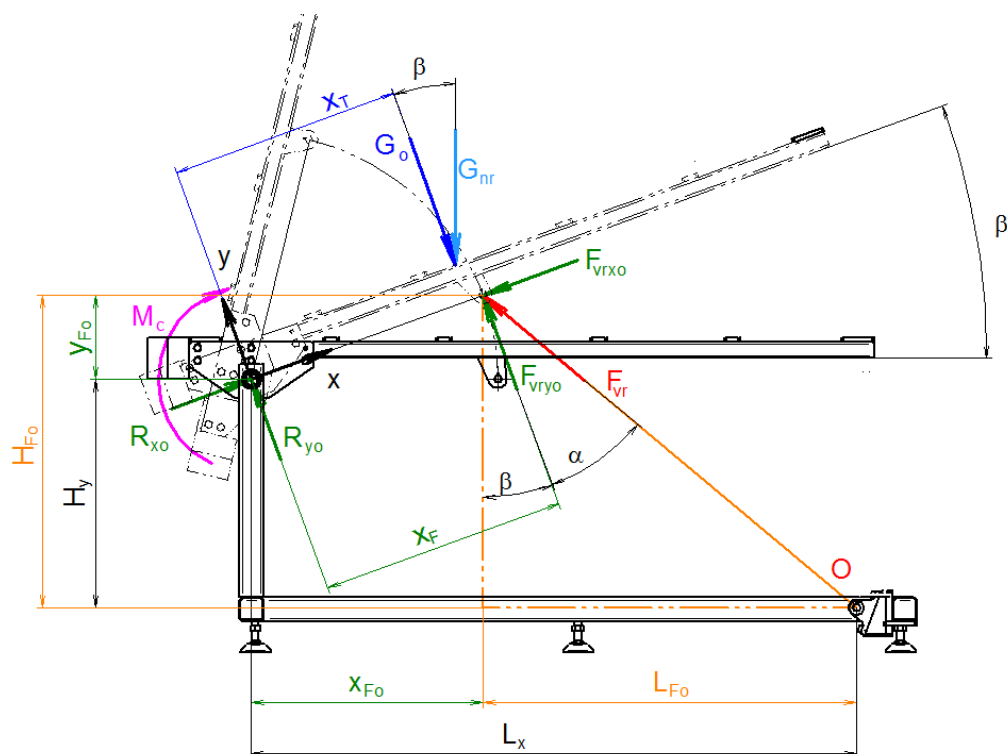
Z tabulky 16 je patrné, že maximální síla je potřeba ve spodní poloze naklápěcího rámu.

Tato síla je $F = 4384,35$ N. Navržený pneumatický válec vyvodí sílu $F = 4712$ N. Mnou navržený válec vyhovuje.



Graf 1. Závislost minimální požadované síly na naklopení rámu

8.9.3 Výpočet reakcí v bodě otáčení v obecné poloze



Obrázek 39. Rozložení sil, momentů a reakcí v obecné poloze horního rámu

$$m_{nr} = 170 \text{ kg}$$

maximální hmotnost naklápačního rámu s profilem

$$L_x = 1456,5 \text{ mm}$$

x-ová vzdálenost uchycení válce od osy otáčení

$$F_{vr} = 4712 \text{ N}$$

velikost působící síly

$$x_F = 593 \text{ mm}$$

poloměr otáčení oka pístnice válce

$$x_T = 556,5 \text{ mm}$$

poloměr otáčení těžiště

Rovnice rovnováhy dle obrázku 39:

$$R_{xo} - F_{vrxo} = 0 \quad (8-55)$$

rovnice rovnováhy – x-ová

$$F_{vryo} + R_{yo} - G_o = 0 \quad (8-56)$$

rovnice rovnováhy – y-ová

Pomocné rovnice dle obrázku 39:

$$R_o = \sqrt{R_{xo}^2 + R_{yo}^2} \quad (8-57)$$

výsledná reakce v bodě otáčení

$$G_{nr} = 1667,19 \text{ N}$$

tíhová síla horního rámu, z rovnice (8-41)

$$G_o = G_{nr} \cdot \cos \beta \quad (8-58)$$

y-ová složka tíhové síly

$$F_{vry0} = F_{vr} \cdot \cos \alpha \quad (8-59)$$

y-ová složka působící síly

$$F_{vrx0} = F_{vr} \cdot \sin \alpha \quad (8-60)$$

x-ová složka působící síly

$$x_{Fo} = x_F \cdot \cos \beta_p \quad (8-61)$$

*x-ová souřadnice výsledné síly od osy otáčení
v závislosti na naklopení rámu*

$$y_{Fo} = F \cdot \sin \beta_p \quad (8-62)$$

*y-ová souřadnice výsledné síly od osy otáčení
v závislosti na naklopení rámu*

$$\alpha = \arctg \left(\frac{L - x_{Fo}}{H + y_{Fo}} \right) - \beta \quad (8-63)$$

úhel svírající působící síla se svojí y-ovou složkou

Po úpravě rovnic rovnováhy (8-55,8- 56):

$$R_{x0} = F_{vrx0} \quad (8-64)$$

y-ová složka výsledné síly

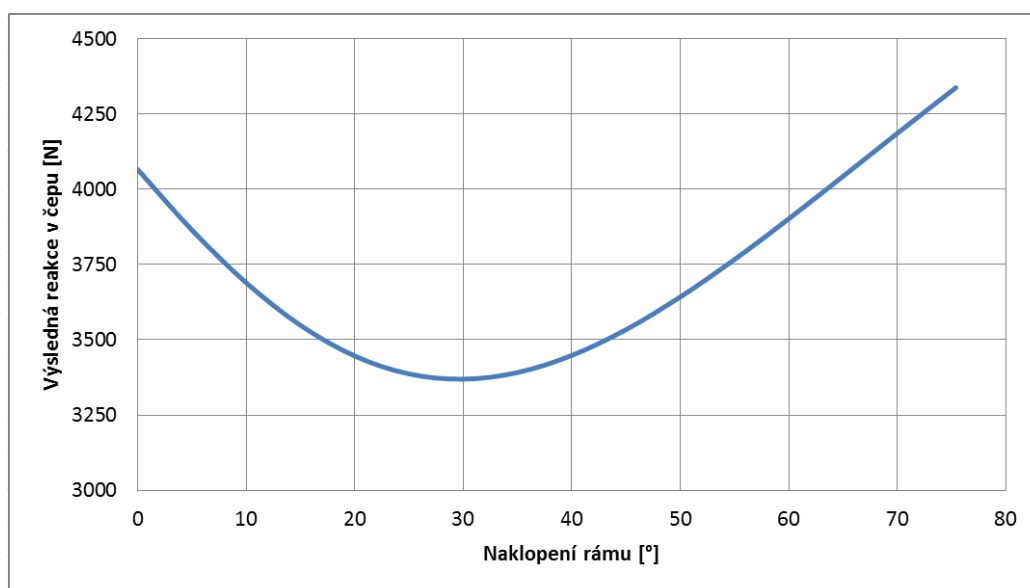
$$R_{y0} = G_o - F_{vry0} \quad (8-65)$$

x-ová složka výsledné síly

Velikost reakce v čepu v závislosti na naklopení rámu

$\beta_p [^\circ]$	0	5	10	15	20	25	30	35
$R_{x0} [N]$	3973,2	3619,1	3223,7	2800,1	2359,3	1910,7	1461,4	1017
$R_{y0} [N]$	-865,9	-1356,7	-1794,9	-2179,5	-2512,2	-2796,3	-3035,9	-3235,3
$R_o [N]$	4066,5	3865	3689,7	3548,3	3446,4	3386,7	3369,3	3391,4
$\beta_p [^\circ]$	40	45	50	55	60	65	70	75,4
$R_{x0} [N]$	581,1	158,1	-215,3	-645,1	-1022,3	-1382,1	-1724,2	-2073,2
$R_{y0} [N]$	-3398,9	-3530,5	-3633,7	-3711,4	-3766,2	-3800,2	-3815	-3811,1
$R_o [N]$	3448,3	3534	3642,4	3767,1	3902,5	4043,7	4186,6	4338,6

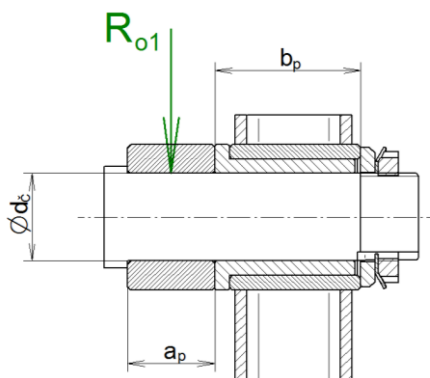
Tabulka 17. Výsledná reakce v závislosti na úhlu naklonění horního rámu



Graf 2. Závislost výsledné reakce na naklonění rámu

8.9.4 Kontrola čepů otáčení

Z tabulky 17 je patrné, že největší reakce je $R_{\max} = 4338,6 \text{ N}$. Vypočtená reakce je reakce na celý rám, tudíž na jeden čep bude velikost maximální reakce $R_{o1} = 2169,3 \text{ N}$.



Obrázek 40. Uložení čepu

$$a_p = 30 \text{ mm}$$

délka pouzdra v naklápěcím rámu

$$b_p = 50 \text{ mm}$$

délka pouzdra v základním rámu

$$\sigma_{DO} = 100 \text{ MPa}$$

dovolené napětí v ohybu pro mat. 11 500

$$p_D = 100 \text{ MPa}$$

dovolené napětí v tlaku pro mat. 11 500

$$\tau_{DS} = 0,6 \cdot \sigma_{DO} = 0,6 \cdot 100 = 60 \text{ MPa}$$

dovolené napětí ve střihu pro mat. 11 500

$$R_{\max} = 4338,6 \text{ N}$$

maximální reakce působící na dvojici čepů

Návrh průměru čepu – momentová rovnice dle obrázku 40:

$$M_{\max} = \frac{R_{\max}}{2} \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2} \right) \quad [\text{N.m}] \quad (8-66)$$

maximální ohybový moment

$$M_{\max} = \frac{4338,6}{2} \cdot \left(\frac{30}{2} + \frac{50}{2} \right) = 8,677 \cdot 10^4 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{\max}}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (8-67)$$

maximální ohybové napětí

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad [\text{mm}^3] \quad (8-68)$$

modul průřezu v ohybu

Po úpravě a dosazení rovnic (8-66, 8-67, 8-68):

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} \quad (8-69)$$

minimální průměr čepu

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 8,677 \cdot 10^4}{\pi \cdot 100}} = 20,68 \text{ mm}$$

Dle vypočteného minimálního průměru čepu volím čep o průměru $d_{\xi} = 30 \text{ mm}$.

Kontrola čepu na střih:

$$\tau_S = \frac{\frac{R_{\max}}{2}}{S_c^2} \leq \tau_{DS} \quad [\text{MPa}] \quad (8-70)$$

napětí ve střihu

$$S_c = \frac{\pi \cdot d_{\xi}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706,86 \text{ mm}^2 \quad (8-71)$$

průřez čepu

$$\tau_S = \frac{\frac{4338,6}{2}}{706,86} = 3,07 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} \quad \textbf{VYHOVUJE}$$

Kontrola čepu na otláčení:

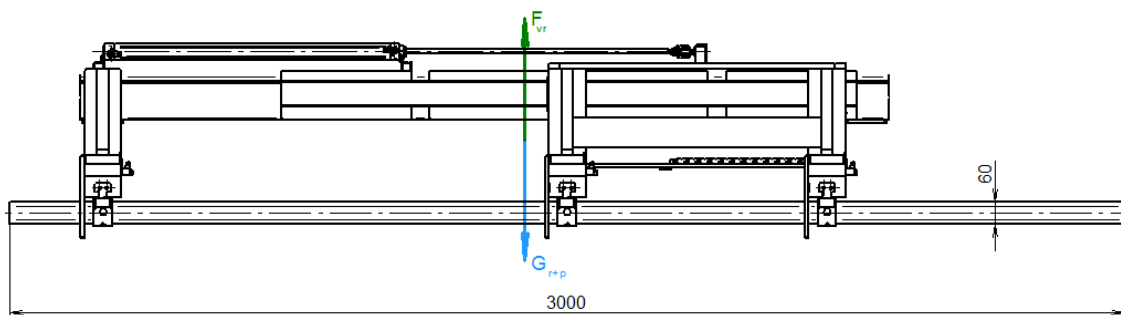
$$p_1 = \frac{R}{s_{c1}} = \frac{R}{a_p \cdot d_{\check{c}}} = \frac{2169,3}{30 \cdot 30} = 2,41 \text{ MPa} \quad (8-72)$$

$$p_2 = \frac{R}{s_{c2}} = \frac{R}{b_p \cdot d_{\check{c}}} = \frac{2169,3}{50 \cdot 30} = 1,45 \text{ MPa} \quad (8-73)$$

$$p_1 \leq p_D; \quad p_2 \leq p_D$$

VYHOVUJE

8.10 Návrh velikosti pneumatického válce pro zvedání profilu



Obrázek 41. Přenášecí chapadlo - rovnováha sil

$$m_{p3000} = 28,34 \text{ kg}$$

maximální hmotnost profilu

$$m_r = 117,5 \text{ kg}$$

hmotnost přenášecího ramene

$$g = 9,808 \text{ m.s}^{-2}$$

tíhové zrychlení

$$k_r = 1,5$$

volená bezpečnost

$$G_{r+p} = (m_{p3000} + m_r) \cdot g \quad [\text{N}] \quad (8-74)$$

tíhová síla přenášecího ramene s profilem

$$G_{r+p} = (28,34 + 117,5) \cdot 9,807 = 1430,25 \text{ N}$$

$$F_{vr} \geq G_{r+p} \cdot k_r \quad [\text{N}] \quad (8-75)$$

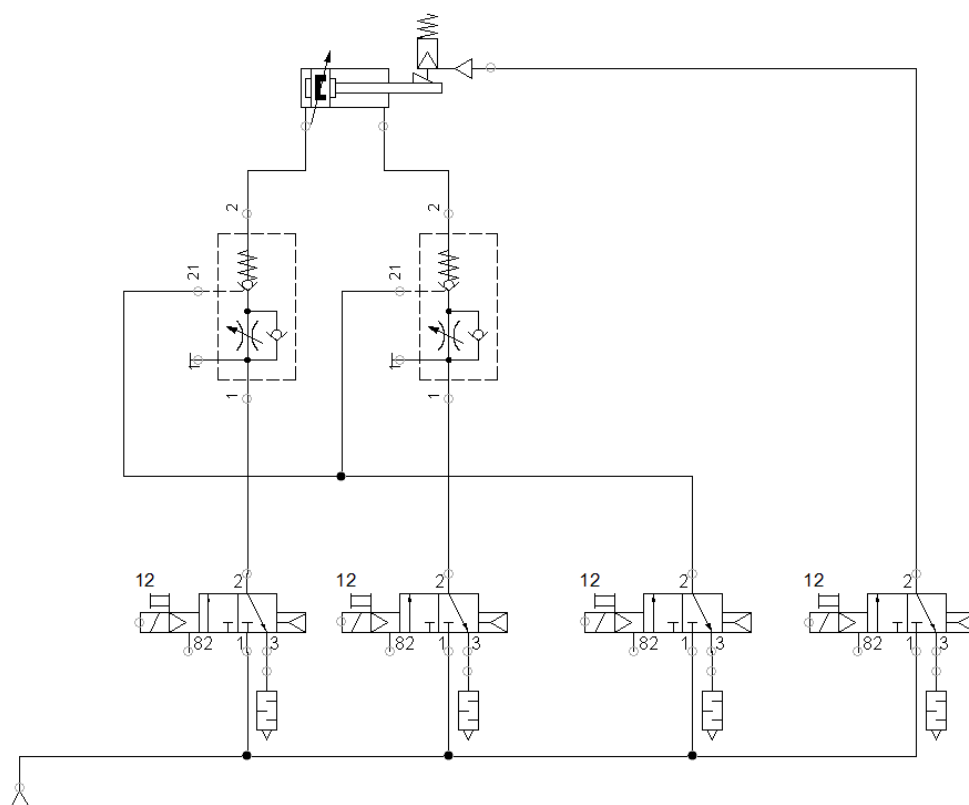
požadovaná síla pneumatického válce

$$F_{vr} \geq 1430,25 \cdot 1,5 = 2145,38 \text{ N}$$

Dle výpočtu musí být pneumatický válec dimenzován tak, aby dokázal vyvodit sílu $F = 2146 \text{ N}$. Tomuto požadavku odpovídá pneumatický válec s pístem velikosti $d = 80 \text{ mm}$, jež vyvodí sílu $F = 2721 \text{ N}$. Kvůli bezpečnému přejezdu chapadla nad ostatními částmi zařízení volím zdvih pneumatického válce 300 mm .

V závislosti na požadovaném zdvihu a síle volím pneumatický válec s brzdou **DNC-80-300-PPV-A-KP** (dle katalogu Festo (35 stránky 8, 26)).

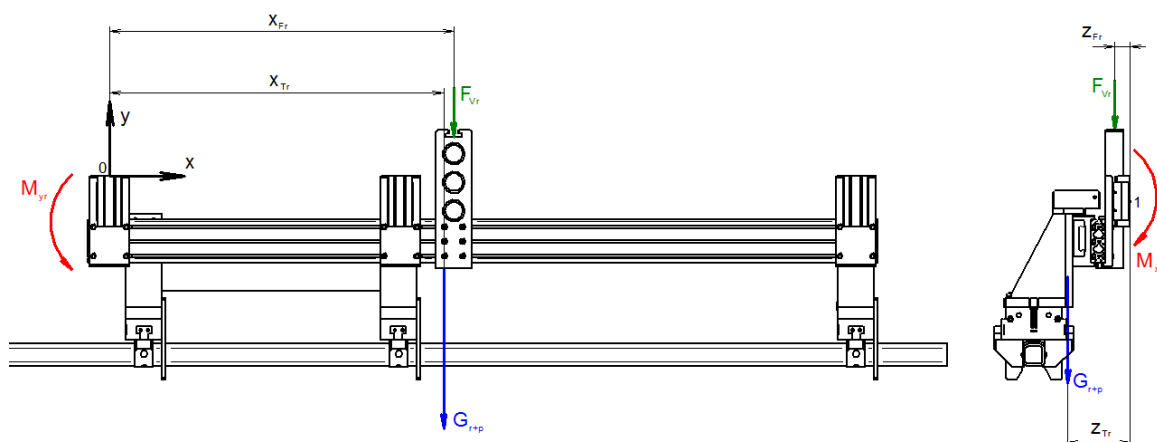
Kvůli dosažení bezpečnostního dvoukanálového zapojení pneumatického obvodu volím jako jeden kanál brzdu na pneumatickém válci a druhý kanál vzduchem ovládaným zpětným ventilem se škrticím a zpětným ventilem řady **ASP** firmy. Aby bylo dvoukanálové zapojení funkční, musí být brzda i zpětný ventil napájen samostatným ventilem.



Obrázek 42. Návrh dvoukanálového zapojení pneumatického obvodu válce zvedání přenášečního chapadla

8.11 Výpočet velikosti lineárního vedení kolejniče – vozík

Na zařízení je umístěno více typů a velikostí lineárního vedení. Pro výpočet se zaměřím na vozíky, které nesou přenášecí rameno.



Obrázek 43. Přenášecí chapadlo – výpočet vozíků

$$m_{p3000} = 28,34 \text{ kg}$$

maximální hmotnost profilu

$$m_r = 117,5 \text{ kg}$$

hmotnost přenášecího ramene

$$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$$

tíhové zrychlení

$$k_r = 1,5$$

volená bezpečnost

$$x_{Fr} = 947 \text{ mm}$$

vzdálenost působící síly od bodu „0“

$$x_{Tr} = 919 \text{ mm}$$

vzdálenost působení tíhy od bodu „0“

$$z_{Fr} = 42,5 \text{ mm}$$

vzdálenost působící síly od bodu „1“

$$z_{Tr} = 172 \text{ mm}$$

vzdálenost působení tíhy od bodu „1“

$$G_{r+p} = 1430,25 \text{ N}$$

tíhová síla ramene, z rovnice (8-74)

$$F_{Vr} = 2721 \text{ N}$$

síla pneumatického válce

Momentové rovnice rovnováhy dle obrázku 43:

$$„0“: G_{r+p} \cdot x_{Tr} + F_{Vr} \cdot x_{Fr} - M_{yr} = 0 \quad (8-76)$$

$$„1“: G_{r+p} \cdot z_{Tr} + F_{Vr} \cdot z_{Fr} - M_{xr} = 0 \quad (8-77)$$

Po úpravě vzorců (8-76, 8-77):

$$M_{yr} = G_{r+p} \cdot x_{Tr} + F_{Vr} \cdot x_{Fr} \quad [\text{N.m}] \quad (8-78)$$

statický moment v ose „y“

$$M_{yr} = 1430,25 \cdot 0,919 + 2721 \cdot 0,947 = 3891,19 \text{ N.m}$$

$$M_{xr} = G_{r+p} \cdot z_{Tr} + F_{Vr} \cdot z_{Fr} \quad [\text{N.m}] \quad (8-79)$$

statický moment v ose „x“

$$M_{xr} = 1430,25 \cdot 0,172 + 2721 \cdot 0,0425 = 361,65 \text{ N.m}$$

$$p_v = 3 \quad \text{počet vozíků}$$

$$M_{Vy} = \frac{M_{yr}}{3} = \frac{3891,19}{3} = 1297,06 \text{ N.m} \quad (8-80)$$

výsledný statický moment na jeden vozík

$$M_{Vx} = \frac{M_{xr}}{3} = \frac{361,65}{3} = 120,55 \text{ N.m} \quad (8-81)$$

výsledný statický moment na jeden vozík

Dle přílohy F (Kuličková kolejnicová vedení Hiwin) volím lineární vozíky HGH35HA, kde $M_x = 2080 \text{ N.m}$ a $M_y = 2080 \text{ N.m}$

8.12 Výpočty společné pro celé manipulační zařízení

8.12.1 Výpočet spotřeby vzduchu

Základní vzorce pro výpočet spotřeby vzduchu pneumatických válců:

D [mm] *průměr pístu*

d_p [mm] *průměr pístnice*

h [mm] *zdvih válce*

$p_a = 101,3$ kPa *atmosférický tlak*

$p_p = 0,6$ MPa *pracovní tlak ve válcích*

$$V_v = [D^2 + (D^2 - d_p^2)] \cdot h \cdot \frac{\pi}{4} \cdot k_p \quad [l] \quad (8-82)$$

spotřeba vzduchu v pneumatickém válci na 1 cyklus (pohyb válce vpřed-vzad)

p_c *počet cyklů za minutu*

$$V_{vc} = \frac{V_v}{p_c} \quad [l \cdot \min^{-1}] \quad (8-83)$$

spotřeba vzduchu v pneumatickém válci za minutu

$$k_p = \frac{p_a + p_p}{p_a} \quad [-] \quad (8-84)$$

kompresní poměr

$$k_p = \frac{101,3 + 600}{101,3} = 6,923$$

Základní vzorce pro výpočet spotřeby vzduchu v hadicích:

$$V_h = 2 \cdot d_v^2 \cdot l_h \cdot \frac{\pi}{4} \cdot k_p \quad [l] \quad (8-85)$$

spotřeba vzduchu v hadicích na 1 cyklus (pohyb válce vpřed-vzad)

$$V_{hc} = \frac{V_h}{p_c} \quad [l \cdot \min^{-1}] \quad (8-86)$$

spotřeba vzduchu v hadicích válci za minutu

$$d_v = d_h - 2 \cdot t_h \quad [mm] \quad (8-87)$$

světlost hadice

d_h [mm]	<i>vnější průměr hadice</i>
t_h [mm]	<i>tloušťka stěny hadice</i>
l_h [mm]	<i>délka hadice (pneumatický válec-ventil)</i>
$V_c = V_{vc} + V_{hc}$	[l.min ⁻¹] (8-88)
	<i>celková spotřeba vzduchu za minutu</i>

Souhrnná tabulka spotřeby vzduchu je přiložena v příloze B, tabulka B-1

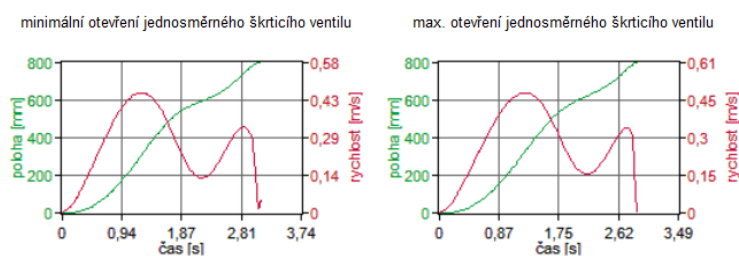
8.12.2 Výpočet strojního taktu

Pro výpočet strojního taktu využijí software FestoQuickSearch.exe „simulace pneumatiky“, který přesměruje po výběru na webovou aplikaci. V zadávacích parametrech je nutné zadat mnou požadovaný čas, zdvih pneumatického válce, pohybující se hmotnost. Dle dosažených výsledků jsem volil strojní časy pneumatických válců.

Přesun ramen:

Pro přesun ramene je zvolen válec dle norem **DNC-40-810-PPV-A**

Obrázek 44. Zadávací parametry



Graf 3. Diagramy poloha/rychlost/čas

	Min	Max
celkový čas pro dosažení polohy	3.110 s	2.907 s
průměrná rychlost	0.260 m/s	0.275 m/s
rychlost nárazu	0.054 m/s	0.012 m/s
max. rychlost	0.460 m/s	0.484 m/s
kin. energie nárazu	0.506 J	0.024 J

Tabulka 18. Dosažené hodnoty

Dle dosažených výsledků volím čas přesunu **3,5 s**.

Z vypočtených hodnot software Festo, jsem vytvořil analýzu strojního taktu celého zařízení. Tabulka s analýzou strojního taktu je přiložena v příloze C, tabulka C-1.

Z tabulky C-1 je patrné, že pokud budeme brát v úvahu i strojní čas pracovního stroje, tak je výsledný čas celkového cyklu 26s. V tomto čase je započítán čas na manipulaci profilů i strojní čas pracovního stroje s děrováním na dvou stranách profilu – s otáčením profilu. Pokud bychom brali v potaz pouze manipulační čas zařízení, tj. bez prodlev, kdy pracuje pracovní stroj (v grafu označeno červeně) a manipulátor nepracuje, tak dosáhneme času

$$t_c = 26 \text{ s}$$

celkový čas

$$t_{ps} = 7 \text{ s}$$

čas pracovního stroje

$$t_m = t_c - t_{ps}$$

[s]

(8-89)

strojní čas manipulátoru

$$t_m = 26 - 7 = 19 \text{ s}$$

SPLŇUJE ZADÁNÍ

8.12.3 Výpočet okamžité spotřeby vzduchu

Pro výpočet okamžité spotřeby jsem vycházel z analýzy strojního času. Pro tento výpočet bylo nutné znát spotřeby všech pneumatických pohonů pro pohyb vpřed i pro pohyb vzad, dále aktuální časy, ve kterých jsou pohyby prováděny. V případě, že některý z pohonů provádí pohyb více než 1s, podělil jsem spotřebu vzduchu na jeden zdvih počtem sekund tak, abych dosáhl hodnoty spotřeby za 1 sekundu na ujetou vzdálenost pohonu.

Tabulka okamžité spotřeby vzduchu a graf, vytvořený na základě této tabulky, jsou přiloženy v příloze D, tabulka D-1, graf D-1.

9 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vypracovat projekčně-konstrukční návrh manipulačního zařízení.

V úvodu práce jsem prováděl rešerše na vybrané téma a shromažďoval informace o manipulačních zařízeních, manipulátorech a také strojních komponentech, které jsou v takových zařízeních použity. Při návrhu a konstrukci manipulačního zařízení jsem hlavně vycházel z dosud nabytých zkušeností, které v oboru manipulace a automatizace mám. S konstrukcí, ale i výrobou, mám několikaleté zkušenosti ze zaměstnání, kde v současné době pracuji.

Zařízení je navrženo podle současné technické úrovně a podle ověřených pravidel bezpečnosti práce. V navrženém manipulačním zařízení se nachází mnoho komponent od různých dodavatelů ze širokého spektra technického využití, např.: pneumatické komponenty firmy Festo nebo SMC, lineární profilové vedení firmy Bosch-Rexroth a Hiwin, senzorika firmy Sick a Balluff, servopohon firmy Bosch-Rexroth a další drobné prvky firem Eles + Ganter, Haberkorn Ulmer a dalších. Při konstrukčním návrhu jsem bral i ohled na bezpečnost celého zařízení jako takového, ale i na bezpečnost obsluhujícího personálu a v některých případech jsem musel tomuto přizpůsobit danou část konstrukce.

V průběhu konstrukce jsem řešil vzniklé problémy a hledal nejlepší vhodnou variantu tak, aby manipulační zařízení či jeho podskupiny byly na co nejvyšší technické úrovni. Manipulační zařízení je navrženo jako jedna uzavřená pracovní buňka, ve které jsou všechny pracovní a manipulační jednotky celého zařízení. Uvnitř buňky se tedy nachází manipulátor pro přípravu profilů před odebráním chapadly, jednotka pro zakládání profilu do pracovního stroje, čistící jednotka a v neposlední řadě hlavní rám s přenášecími rameny s chapadly. Kolem celého zařízení je postaven bezpečnostní plot, který splňuje bezpečnostní funkci a nedovoluje zásah do pracovního cyklu manipulačního zařízení.

Při zpracovávání návrhu celého manipulačního zařízení jsem měl na výběr ze tří uvažovaných variant. Jedním z rozhodnutí o tom jak bude manipulační zařízení navrženo bylo, zda použít pneumatické nebo hydraulické chapadlo, či zda mít hlavní manipulátor vícekrokový s jedním chapadlem nebo jednokrokový s více řadami chapadel. Po důkladném rozebrání daného problému jsem volil chapadlo pneumatické a manipulátor kombinovaný, tzn. vícekrokový s více řadami chapadel. Dalšími uzly k řešení byly základové rámy jednotlivých stanic. Vzhledem k požadavkům na zařízení a hlavně na jeho velikost jsem volil rámy svařované z ocelových uzavřených profilů.

V závěru práce jsem provedl několik důležitých výpočtů ať už z důvodů nadimenzování správných komponent pro danou aplikaci nebo jen kontrolní výpočty. Jedním z hlavních výpočtů bylo navrhnout správnou velikost a typ pneumatického chapadla. Při výpočtu chapadla jsem nejprve zjišťoval, který z profilů bude pro manipulaci nejnáročnější a na základě toho jsem vypracoval celý výpočet resp. návrh pneumatického chapadla. Po návržení chapadla jsem sestavil tabulku minimálních požadovaných sil chapadla v závislosti na délce a velikosti profilu či trubky. Při návrhu kuličkového šroubu jsem vycházel z podkladů firmy Hiwin, která uvádí ve svém katalogu výpočet pro vhodný návrh šroubu. Navržený šroub byl výchozím bodem pro správné zvolení servopohonu a následného řemenového převodu. Jeden z dalších výpočtů byl návrh velikosti profilového vedení ramen manipulátoru. Navržená dvojice profilového vedení vozík – kolejnice splňovala podmínku tuhosti a přesnosti. Výpočet velikosti pneumatického pohonu jsem podrobně řešil v této práci pouze u válce pro zvedání naklápacího rámu čistící jednotky. Pro tuto aplikaci bylo provést výpočet důkladně a provést i kontrolní výpočty, které jsem shrnul v tabulce a grafu. Dále jsem v práci zpracoval výpočet pohonu, který zvedá rameno manipulátoru. Tento pohon jsem z důvodu bezpečnosti osadil i pneumatickou brzdou. Ostatní velikosti pneumatických válců jsou principiálně počítány stejným způsobem jako pohon ramene manipulátoru.

V závěru práce jsem se zaměřil na určení celkové ale i okamžité spotřeby vzduchu, které jsou podloženy souhrnnými tabulkami a grafem. V rámci dodržení zadání jsem provedl analýzu strojního času, která je též doložena tabulkou v příloze.

Diplomovou práci jsem doplnil výkresy zařízení, jejími podskupinami a návrhem pneumatického obvodu celého zařízení. Popis zařízení uvedený v práci vychází z výkresů a odkazuje se na tyto výkresy. V příloze jsou vloženy souhrnné tabulky vypočtených sil chapadel, resp. požadovaných tlaků v chapadle, souhrnnou tabulku celkové spotřeby vzduchu i tabulku okamžité spotřeby vzduchu a analýzu strojního času. Dále jsou přiloženy katalogové listy nejdůležitějších strojních komponent použitých v manipulačním zařízení.

10 Seznam použitých zdrojů

1. TECNOLIFT - manipulace trubek. [Online] [Citace: 27. říjen 2014.] <http://www.magcentrum.cz/manipulace-trubek.html>.
2. Lineární polohovací manipulátory MAX-P. [Online] [Citace: 27. říjen 2014.] http://www.regulacni-pohony.cz/data/rob_maxp.html.
3. ČTK. Společnost HIWIN ovládá manipulátory. [Online] [Citace: 27. říjen 2014.] <http://www.protext.cz/zprava.php?id=20049>.
4. MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ POJIZDNÉ MZP 2X3,2t-ruční. [Online] [Citace: 27. říjen 2014.] http://www.pdprofi.cz/produkt/mani/mzp_ru.php.
5. Lineární vedení. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.] <http://www.matis.cz/cs/kategorie/linearni-vedeni>.
6. Kuličkové vedení. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.] <http://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni>.
7. Lineární vedení. [Online] [Citace: 27. říjen 2014.] <http://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni>.
8. Kuličkové jednotky. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.] <http://www.pkservis.com/cz/linearni-vedeni/vedeni-s-profilovymi-listami/kulickove-jednotky>.
9. Válečkové jednotky. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.] <http://www.pkservis.com/cz/linearni-vedeni/vedeni-s-profilovymi-listami/valeckove-jednotky>.
10. Miniaturní kuličkové jednotky. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.] <http://www.pkservis.com/cz/linearni-vedeni/vedeni-s-profilovymi-listami/miniaturni-kulickove-jednotky>.
11. Lineární vedení s profilovou tyčí. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.] <http://www.skf.com/cz/products/linear-motion/linear-guides-and-tables/profile-rail-guides/index.html>.
12. Kuličkové šrouby. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.] <http://www.kskurim.cz/kulickove-srouby/>.

13. Kuličkové šrouby. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby>.
14. Aplikační členění kuličkových šroubů. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.ks-kurim.cz/kulickove-srouby/aplikacni-cleneni/>.
15. Kuličkové a válečkové šrouby. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.skf.com/cz/products/linear-motion/ball-and-roller-screws/index.html>.
16. Lineární vedení. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.matis.cz/cs/kategorie/linearni-vedeni>.
17. Kuličková pouzdra. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.matis.cz/cs/kategorie/kulickova-pouzdra>.
18. Kluzná pouzdra. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.matis.cz/cs/kategorie/kluzna-pouzdra>.
19. Linear sety. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.matis.cz/cs/kategorie/linear-sety>.
20. Vodící tyče. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.matis.cz/cs/kategorie/vodici-tyce>.
21. Kul. pouzdra a vodící tyče. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kul-pouzdra-a-vodici-tyce>.
22. Kuličková pouzdra. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kul-pouzdra-a-vodici-tyce/kulickova-pouzdra>.
23. Vedení hřídele. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.pksevis.com/cz/linearni-vedeni/vedeni-hridele>.
24. Lineární kuličková ložiskové jednotky. [Online] [Citace: 28. říjen 2014.]
<http://www.skf.com/cz/products/linear-motion/linear-guides-and-tables/linear-ball-bearings/linear-ball-bearing-units/index.html>.
25. Paralelní chapadla. [Online] [Citace: 30. duben 2015.]
http://www.festo.com/cat/cs_cz/products_010804.

26. Stejnoseměrné motory. [Online] [Citace: 22. listopad 2014.] <http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?vw=0&ctxnh=3536e0f554&ctxp=home>.
27. Synchronous servo motors IndraDyn S MSK – for all requirements. [Online] [Citace: 27. listopad 2014.] <https://www.boschrexroth.com/irj/portal/anonymous?NavigationTarget=navurl://6cf1b7983670f463caae2da621c1f18&InitialNodeFirstLevel=true>.
28. Synchronous servo motors IndraDyn S MSM – for compact drives. [Online] [Citace: 27. listopad 2014.] <https://www.boschrexroth.com/irj/portal/anonymous?NavigationTarget=navurl://6cf1b7983670f463caae2da621c1f18&InitialNodeFirstLevel=true>.
29. **Kratina, Jakub.** SOUČINITEL TŘENÍ. [Online] [Citace: 30. říjen 2014.] <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>.
30. Parallel grippers HGPT-B, heavy-duty. [Online] [Citace: 30. duben 2015.] https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_engb/PDF/EN/HGPT-B_EN.PDF.
31. Proporcionální redukční ventily VPPM. [Online] [Citace: 30. duben 2015.] https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/VPPM-G_CZ.PDF.
32. IndraDyn S Synchronmotoren MSM. [Online] [Citace: 1. květen 2015.] https://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/R911329337_02.pdf?db=brmv2&lvid=1185949&mvid=11451&clid=20&sid=4BD6C943A91A0AB5E6A001EF12E66F84.borex-tc&sch=M&id=11451,20,1185949.
33. Kuličkové šrouby & příslušenství. [Online] [Citace: 9. listopad 2014.]
34. Rexroth IndraDyn S MSK Synchronous Motors. [Online] [Citace: 9. listopad 2014.] https://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/R911296289_10.pdf?db=brmv2&lvid=1180460&mvid=11451&clid=20&sid=4BD6C943A91A0AB5E6A001EF12E66F84.borex-tc&sch=M&id=11451,20,1180460.
35. Válce dle norem DNC, ISO 15552. [Online] [Citace: 9. listopad 2014.] https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DNC_CZ.PDF.
36. **Vávra, P., kolektiv.** *Strojnické tabulky*. Praha : SCIENTIA, spol. s r.o. Praha, 1996. str. 578 s.

Internetové stránky:

www.festo.com

www.matis.cz

www.hiwin.cz

www.sick.cz

www.balluff.cz

www.smc.cz

www.boschrexroth.com

11 Seznam tabulek

TABULKA 1. ROZMĚRY VSTUPNÍHO MATERIÁLU	19
TABULKA 2. SOUČINITEL TŘENÍ (29)	27
TABULKA 3. POŽADAVKOVÝ LIST	29
TABULKA 4. HRUBÁ STAVEBNÍ STRUKTURA.....	30
TABULKA 5. VARIANTY ŘEŠENÍ.....	31
TABULKA 6. VÝBĚR NOREM	33
TABULKA 7. POROVNÁNÍ KONSTRUKČNÍCH VARIANT "RÁM ZAKLÁDACÍ ČÁSTI MANIPULÁTORU"	35
TABULKA 8. POROVNÁNÍ KONSTRUKČNÍCH VARIANT "PŘÍSUN PRAVÉHO MODULU"	36
TABULKA 9. POROVNÁNÍ KONSTRUKČNÍCH VARIANT "VOLBA CHAPADLA"	41
TABULKA 10. POROVNÁNÍ KONSTRUKČNÍCH VARIANT "SPODNÍ RÁM ČISTÍCÍ JEDNOTKY"	45
TABULKA 11. POROVNÁNÍ KONSTRUKČNÍCH VARIANT "PŘESOUVÁNÍ CHAPADLA"	46
TABULKA 12. KOEFICIENT TŘENÍ (29).....	55
TABULKA 13. FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI PROFILŮ.....	56
TABULKA 14. KATALOGOVÝ LIST KULIČKOVÝCH ŠROUB HIWIN (34)	65
TABULKA 15. VÝSLEDKY ŘEMENOVÉHO PŘEVODU.....	68
TABULKA 16. ZÁVISLOST SÍLY A ZDVIHU PNEUMATICKÉHO VÁLCE NA ÚHLU NAKLONĚNÍ HORNÍHO RÁMU .	75
TABULKA 17. VÝSLEDNÁ REAKCE V ZÁVISLOSTI NA ÚHLU NAKLONĚNÍ HORNÍHO RÁMU	78
TABULKA 18. DOSAŽENÉ HODNOTY	86

12 Seznam obrázků

OBRÁZEK 1. MAGNETICKÁ MANIPULACE TRUBEK (1)	20
OBRÁZEK 2. LINEÁRNÍ POLOHOVACÍ MANIPULÁTOR (2).....	21
OBRÁZEK 3. LINEÁRNÍ POLOHOVACÍ MANIPULÁTOR MAXPX2 (2)	21
OBRÁZEK 4. LINEÁRNÍ POLOHOVACÍ MANIPULÁTOR MAXD1 (2).....	21
OBRÁZEK 5. LINEÁRNÍ POLOHOVACÍ MANIPULÁTOR MAXD2 (2).....	21
OBRÁZEK 6. MANIPULÁTOR FIRMY HIWIN (3).....	22
OBRÁZEK 7. MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ POJÍZDNÉ MZP 2X3,2T- RUČNÍ (4).....	22
OBRÁZEK 8. KULIČKOVÉ VEDENÍ ŘADY HG (6)	23
OBRÁZEK 9. KULIČKOVÉ VEDENÍ ŘADY WE (6).....	23
OBRÁZEK 10. KULIČKOVÝ ŠROUB (13)	24
OBRÁZEK 11. VEDENÍ HŘÍDELŮ REXROTH (24)	25
OBRÁZEK 12. PARALELNÍ CHAPADLO (26)	26
OBRÁZEK 13. INDRADYN S MSK (28).....	26
OBRÁZEK 14. INDRADYN S MSM (29)	26
OBRÁZEK 15. BLOKOVÉ SCHÉMA ZAŘÍZENÍ	32
OBRÁZEK 16. ZÁKLADOVÝ RÁM SE SUPOTEM	38
OBRÁZEK 17. OTOČNÉ DVOJCHAPADLO	40
OBRÁZEK 18. POMOCNÉ OTOČNÉ CHAPADLO	42
OBRÁZEK 19. JEDNOTKA ZAVÁŽENÍ DO STROJE.....	43
OBRÁZEK 20. ČISTÍCÍ JEDNOTKA	47
OBRÁZEK 21. PŘENÁŠECÍ RAMENO	49
OBRÁZEK 22. RÁMY PŘENÁŠECÍCH RAMEN Č. 1 A Č. 2	50
OBRÁZEK 23. ZÁKLADOVÝ RÁM MANIPULÁTORU	51
OBRÁZEK 24. MANIPULÁTOR.....	52
OBRÁZEK 25. MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ	54
OBRÁZEK 26. ROZLOŽENÍ SIL - PŘENÁŠENÍ	56
OBRÁZEK 27. ROZLOŽENÍ SIL - VKLÁDÁNÍ DO STROJE	58
OBRÁZEK 28. VÝPOČET MOMENTU	60
OBRÁZEK 29. OZUBENÝ PŘEVOD	61
OBRÁZEK 30. ZADANÉ PARAMETRY TLUMIČE	63
OBRÁZEK 31. VÝSLEDKY NÁVRHU TLUMIČE	63
OBRÁZEK 32. SCHÉMA ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU	64
OBRÁZEK 33. SCHÉMA ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	67
OBRÁZEK 34. ZADÁVACÍ PARAMETRY ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	68
OBRÁZEK 35. PROTOKOL VYBRANÉHO ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	69
OBRÁZEK 36. VOLBA ZDVIHU PNEUMATICKÉHO VÁLCE PŘI NAKLÁPĚNÍ	70
OBRÁZEK 37. ROZLOŽENÍ SIL PŘI ZVEDÁNÍ RÁMU VE SPODNÍ POLOZE - VOLENÝ SMĚR SÍLY F.....	71
OBRÁZEK 38. ROZLOŽENÍ SIL PŘI ZVEDÁNÍ RÁMU V OBECNÉ POLOZE	73

OBRÁZEK 39. ROZLOŽENÍ SIL, MOMENTŮ A REAKCÍ V OBECNÉ POLOZE HORNÍHO RÁMU	76
OBRÁZEK 40. ULOŽENÍ ČEPU	78
OBRÁZEK 41. PŘENÁŠECÍ CHAPADLO - ROVNOVÁHA SIL.....	80
OBRÁZEK 42. NÁVRH DVOUKANÁLOVÉHO ZAPOJENÍ PNEUMATICKÉHO OBVODU VÁLCE ZVEDÁNÍ PŘENÁŠECÍHO CHAPADLA	81
OBRÁZEK 43. PŘENÁŠECÍ CHAPADLO – VÝPOČET VOZÍKŮ	82
OBRÁZEK 44. ZADÁVACÍ PARAMETRY	85

13 Seznam grafů

GRAF 1. ZÁVISLOST MINIMÁLNÍ POŽADOVANÉ SÍLY NA NAKLOPENÍ RÁMU.....	75
GRAF 2. ZÁVISLOST VÝSLEDNÉ REAKCE NA NAKLOPENÍ RÁMU.....	78
GRAF 3. DIAGRAMY POLOHA/Rychlost/ČAS	85

14 Seznam výkresové dokumentace

Manipulační zařízení	VAL0096-DP-2015-00-000
Manipulační zařízení - pneuschéma	VAL0096-DP-2015-00-000/P
Zakládání do stroje	VAL0096-DP-2015-10-000
Čištění profilu	VAL0096-DP-2015-20-000
Palec chapadla	VAL0096-DP-2015-13-011

15 Seznam příloh

- A. Výsledné síly a požadované tlaky v chapadle (2 stránky)
- B. Souhrnná tabulka spotřeby vzduchu (1 stránka)
- C. Analýza strojního taktu (1 stránka)
- D. Okamžitá spotřeba vzduchu (2 stránky)
- E. Katalogový list - paralelní chapadlo HGPT (1 stránka)
- F. Kuličková kolejnicová vedení Hiwin (1 stránka)
- G. Kuličkové šrouby – válcované (1 stránka)
- H. Kuličkové šrouby – příslušenství (2 stránky)
- I. Servopohon IndraDyn S – MSM (1 stránka)
- J. Servopohon IndraDyn S – MSK (2 stránky)

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za pomoc při řešení vzniklých problémů. Dále také rodině, která mě po celou dobu studia podporovala.